

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Mačkadlo autovraků  
Car Wreck Squeezer

Student:	Jakub Lipus
Vedoucí diplomové práce:	doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Lipus**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení  
Téma: Mačkadlo autovraků  
Car Wreck Squeezer  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh zařízení pro lisování částečně odstrojených autovraků.

Výchozí parametry:

Rozměry zavážecí komory délka 6200 mm, šířka 2200 mm, výška 2300 mm (horní poloha lisovacího příčnicku)

zdvih lisovacího příčnicku 2000 mm

max. lisovací rychlost 70 mm.s<sup>-1</sup>

tlak v hydraulickém obvodu 25 MPa

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení navrhovaného zařízení,
- detailní konstrukční zpracování mechanismu pohonu, mačkacího mechanismu a rámu celého zařízení včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS\_SME\_05\_003 verze: H *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] KSANDR J., JOHN M.: *Zpracování ocelového amortizačního šrotu*, SNTL Praha 1983
- [5] KOPÁČEK J.: *Pohony a převody* 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2
- [6] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
- [7] Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

---

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
*vedoucí katedry*

---

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně všech příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019:

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo,
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Jakub Lipus

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hurbanova 8

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

LIPUS, J. *Mačkadlo autovraků*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2019 58 s. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Kovář, L.

Diplomová práce se zabývá projekčně-konstrukčním návrhem mačkadla autovraků. Proces lisování bude zajišťovat hydraulický systém. V první části práce je proveden průzkum trhu této oblasti a jsou navrženy varianty řešení konstrukčních uzlů zařízení. Následně je vytvořen konstrukční návrh zařízení, který vychází z navržených variant řešení. V další části práce je proveden silový rozbor zařízení. Následuje výpočtová část, kde jsou zkontrolovány nejvíce namáhané části lisu, jako jsou čepy, šrouby a svary. Na závěr je provedena MKP simulace hlavních částí zařízení.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

LIPUS, J. *Car Wreck Squeezer*: Master Thesis. Ostrava: Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design 2019 58 s. Thesis head: doc. Dr. Ing. Kovář, L.

This master thesis is dealing with the design-constructural design of a car wrecker. The hydraulic system will provide the pressing process. In the first part of my master thesis I do a market research and the variants of the design nodes of the equipment are proposed. Subsequently, a design of the device is created, which is based on the proposed solution variants. In the next part of the thesis, a force analysis of the device is performed. The following is the calculation section, where the most stressed parts of the squeezer, such as pins, bolts and welds, are checked. Finally, FEM simulation of the main parts of the device is performed.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů: .....	9
0 Úvod .....	11
1 Průzkum trhu .....	12
1.1 Firma Rpj service .....	12
1.2 Firma Aljon .....	13
1.3 Firma Overbuilt .....	15
1.4 Požadavkový list .....	16
2 Návrh Konstrukčních uzlů čističe .....	17
2.1 Osazení stroje .....	17
2.2 Poloha hydraulických válců .....	18
2.3 Zajištění šířky vraku .....	21
3 Konstrukční návrh lisu .....	25
4 Silový rozbor .....	26
4.1 Pracovní poloha .....	26
4.1.1 Lisovací síla .....	26
4.1.2 Lisovací příčník .....	27
4.1.3 Boční stěna .....	28
4.2 Sklápění hydraulických válců .....	28
4.2.1 Síla na ruční kladku .....	29
4.2.2 Síla na zajišťovací profil .....	30
4.2.3 Sklápěcí síla .....	30
4.3 Poloha pro převoz .....	31
4.3.1 Zrychlení .....	31
4.3.2 Síla na zajišťovací šrouby .....	32
5 Hydraulické válce .....	33
5.1 Hydraulický válec hlavní .....	33
5.2 Hydraulický válec teleskopický .....	33

5.3	Hydraulické čerpadlo .....	34
6	Uložení hlavního hydraulického válce .....	35
6.1	Výpočet šroubového spojení .....	37
6.2	Výpočet svaru.....	39
6.3	Přítlačné zařízení .....	41
7	Výpočet svaru 2 .....	42
8	Výpočet čepových spojení.....	43
8.1	Čep 1 .....	44
8.2	Čep 2 .....	46
9	MKP .....	48
9.1	Lisovací příčník.....	48
9.2	Horní konstrukce .....	50
9.3	Nosná konstrukce návěsu .....	51
9.4	Boční stěna .....	53
10	Závěr .....	55
11	Literatura.....	57
12	Přílohy.....	58



### Seznam použitých značek a symbolů:

$E$	modul pružnosti v tahu	[MPa]
$F_L$	lisovací síla	[N]
$F_{L2}$	lisovací síla, působící na 1 hydraulický válec	[N]
$F_{L4}$	lisovací síla, působící na 1 část uložení hydr. válce	[N]
$F_K$	síla působící na ruční kladku	[N]
$F_P$	síla zatěžující zajišťovací profil	[N]
$F_{PŘ}$	síla působící na lisovací příčník (vyvozená zrychlením)	[N]
$F_S$	sklápěcí síla	[N]
$F_T$	třecí síla	[N]
$F_V$	předepínací síla	[N]
$F_Z$	síla působící na zajišťovací šrouby na jedné straně lisu	[N]
$G_B$	tíha boční stěny	[N]
$G_{B2}$	tíha boční stěny, působící na 1 teleskopický hydr. válec	[N]
$G_P$	tíha lisovacího příčníku a hlavních hydraulických válců	[N]
$G_{P2}$	tíha lis. př. a hydr. válců působící na uložení	[N]
$G_{P4}$	tíha lis. př. a hydr. válců působící na 1 část uložení	[N]
$G_V$	tíha hlavního hydraulického válce	[N]
$L_H$	zdvih hlavního hydraulického válce	[m]
$L_T$	zdvih teleskopického hydraulického válce	[m]
$M_O$	ohybový moment	[N·m]
$M_{UMAX}$	maximální utahovací moment	[N·m]
$M_U$	utahovací moment	[N·m]
$P$	stoupání závitu	[m]
$R_e$	mez kluzu	[N]
$R_m$	mez pevnosti	[N]
$S_{HV}$	plocha pístu hlavního hydraulického válce	[m <sup>2</sup> ]
$S_{MV}$	plocha mezikruží hlavního hydraulického válce	[m <sup>2</sup> ]
$S_{\check{c}}$	plocha průřezu čepu	[m <sup>2</sup> ]
$S_k$	styčná plocha konzoly a čepem	[m <sup>2</sup> ]
$S_t$	styčná plocha táhla s čepem	[m <sup>2</sup> ]
$S_v, S_{v1}, S_{v2}$	plocha svaru	[m <sup>2</sup> ]
$V_H$	objem hlavního hydraulického válce	[m <sup>3</sup> ]
$W_O$	průřezový modul v ohybu	[m <sup>3</sup> ]

a, b, c, d, e	rozměry	[m]
$a_v$	zrychlení nákladního vozidla	[m·s <sup>-2</sup> ]
d	průměr šroubu	[m]
$d_2$	střední průměr závitu	[m]
$d_3$	průměr jádra šroubu	[m]
$d_{\check{c}}$	průměr čepu	[m]
g	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
i	počet šroubů	[-]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
$lv_{\check{c}}$	výpočtová délka čepu	[m]
$l, l_1, l_2$	délka svaru	[m]
$l_{\check{c}r}$	průtok čerpadla	[l·min <sup>-1</sup> ]
$l_{\check{c}r1}$	výpočtový průtok čerpadla	[l·min <sup>-1</sup> ]
$m_L$	lisovací hmotnost	[kg]
$m_P$	hmotnost lisovacího příčnicku	[kg]
$m_v$	hmotnost hlavního hydraulického válce	[kg]
$m_{AV}$	hmotnost teleskopického hydraulického válce	[kg]
p	pracovní tlak	[MPa]
$p_c$	tlak v závitu šroubu	[MPa]
$p_k$	měrný tlak	[MPa]
$p_{DOV}$	dovolený tlak na otláčení	[MPa]
$t_k$	šířka konzol	[m]
$t_t$	šířka táhla	[s]
$t_H$	čas naplnění hlavního hydraulického válce	[s]
$v_1$	rychlost pohybu hlavních hydr. válců	[m·s <sup>-1</sup> ]
$\alpha$	převodní součinitel svarového spoje	[-]
$\sigma_{DO}$	dovolené napětí	[Mpa]
$\sigma_O$	ohybové napětí	[Mpa]
$\sigma_t$	tahové napětí	[Mpa]
$\sigma_{RED}$	redukované napětí	[Mpa]
$\tau_D$	dovolené napětí ve smyku	[Mpa]
$\tau_k$	napětí v krutu	[Mpa]
$\tau_s$	napětí ve smyku	[Mpa]
$\tau_{\perp}$	smykové napětí ve svaru	[Mpa]

## 0 Úvod

Lisovací technika je nedílnou součástí procesů, které nazýváme zpracování odpadů. Mačkadla autovraků nacházejí své uplatnění na vrakovištích aut, kde je potřeba zmenšit objem autovraků tak, aby se daly lépe uskladnit a stohovat na sebe.

Cílem práce je vypracovat projekčně-konstrukční návrh mačkadla na vraky automobilů. Zařízení musí pomocí hydrauliky vyvinout sílu vhodnou pro slisování vraků.

V první části práce proběhne průzkum trhu v oblasti lisů na vraky automobilů a budou upřesněny požadavky na dané zařízení. Následně budou zhotoveny varianty různých konstrukčních uzlů zařízení. Po stručném zhodnocení bude z nejvhodnějších variant vytvořen konstrukční návrh mačkadla vraků. V další části práce bude proveden silový rozbor zařízení v různých polohách a pomocí výpočtu budou zkontrolovány nejvíce namáhané konstrukční uzly zařízení. Na závěr proběhne pevnostní analýza všech kriticky namáhaných míst zařízení.

## 1 Průzkum trhu

### 1.1 Firma Rpj service

Česká firma Rpj<sup>4</sup> poskytuje recyklační techniku všeho druhu. V její nabídce najdeme mezi jinými tento stacionární lis na vraky automobilů.

Označení stroje: BR70 - Car Flattener

- Tento lis pracuje pomocí šesti hydraulických válců a jedné přitlačné desky. Do plnicího otvoru se pomocí jiného zařízení vloží vrak, který se cyklickými pohyby horní přitlačné desky postupně stlačuje a posouvá pryč z pracovního prostoru.



**Obrázek 1.1 Hydraulický lis – Rpj<sup>4</sup>**

- Parametry stroje:

Plnicí otvor	1850 x 1650
Celkové rozměry	7055 x 2480 x 2980 mm
Hmotnost	15t
Lisovací síla	100 tun
Zdroj elektrického napětí	diesel agregát 57 kW
Zpracovaná kapacita	20-25 vraků/hod
Průtok čerpadla	210 l/min
Provozní tlak	160 bar

## 1.2 Firma Aljon

Americká firma Aljon<sup>5</sup> vyrábí velkorozměrové stroje určené k recyklaci vraků automobilů, ale i šrotu jiného původu. Firma vyrábí více druhů strojů, avšak všechny jsou rozměrové podobné, proto využívají osazení na pojízdném přívěsu pro snadnou manipulaci.

Označení stroje: Twin-Ram 580CL Car Logger Baler

- tento lis pracuje pomocí tří přitlačných desek. Dvě se pohybují rotačně a jedna horizontálně. Do plnicího otvoru se pomocí ruky, která je součástí stroje, vloží vrak, nebo jiný druh šrotu. Prvně je šrot stlačen ze shora a z boku velkými rotačními deskami. Následně horizontální hydraulický válec stlačí šrot do nejmenšího možného objemu. Nakonec je krychle šrotu vytažena pomocí hydraulické ruky.



**Obrázek 1.2 Mobilní hydraulický lis s rukou – Aljon<sup>5</sup>**

- Parametry stroje Twin-Ram 580CL Car Logger Baler

Plnicí otvor	5800 x 3100 x 1100
Celkové rozměry	16250 x 2590 x 4100 mm
Rozměr vraku	1000 x 635
Zdroj elektrického napětí	diesel agregát 150 kW
Zpracovaná kapacita	20-25 vraků/hod

Označení stroje: Impact 5 Car Crusher SN14940

- Tento lis pracuje pomocí lisovacího příčnicku. Pohyb příčnicku je vertikální. Pro naplnění pracovního prostoru musíme použít jiné zařízení. Proces lisování je vykonáván během vysouvání hydraulických válců. Na obrázku 1.3 je lis v poloze pro převoz, protože jsou hydraulické válce stažené dolů.



**Obrázek 1.3 Mobilní hydraulický lis – Ajlon<sup>5</sup>**

- Parametry stroje Impact 5 Car Crusher SN14940

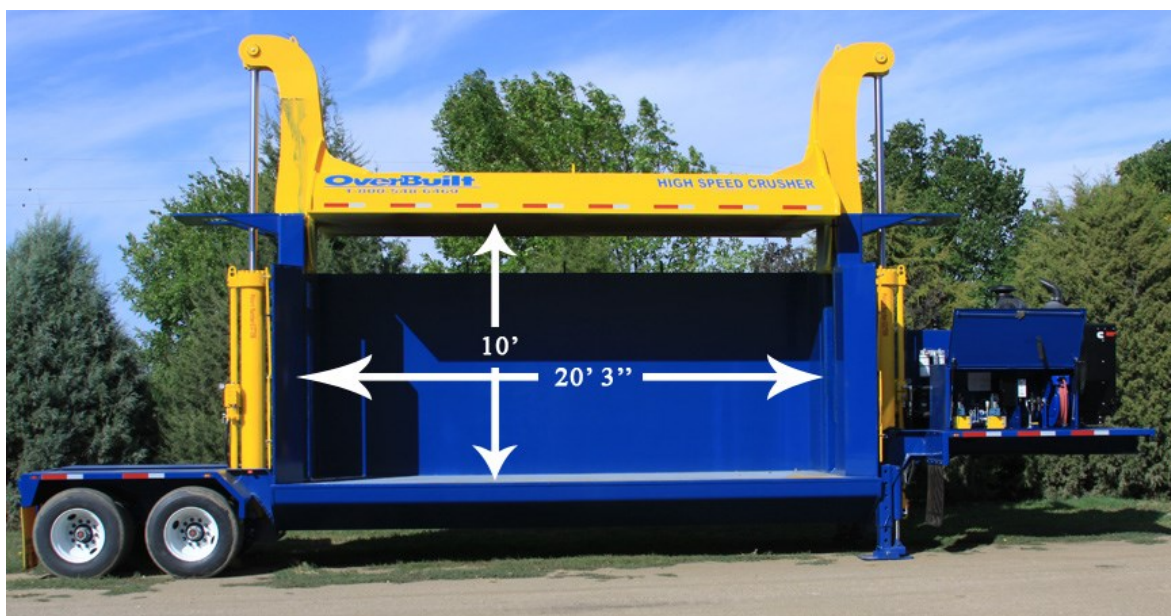
Plnicí otvor:	6100 x 2100 x 2300
Transportní rozměry:	13100 x 2500 x 4000 mm
Hmotnost:	26t
Rozměr vraku:	1000 x 635
Zdroj elektrického napětí:	dieslový agregát 75 kW
Provozní tlak:	206 bar
Zpracovaná kapacita:	20-25 autovraků/hod

### 1.3 Firma Overbuilt

Americká firma Overbuilt<sup>6</sup> se zaměřuje na výrobu strojů pro recyklaci vraků automobilů. Vyrábí pouze 2 typy lisů. Oba jsou osazeny na přívěsu, pro snadnou manipulaci a převoz.

Označení stroje: Overbuilt Car Crusher (příloha A)

- Tento lis pracuje pomocí lisovacího příčnicku. Pohyb příčnicku je vertikální. Pro naplnění pracovního prostoru musíme použít jiné zařízení. Lisovací příčník se může naklápět a tím umožňuje lepší slisování autovraků. Proces lisování je vykonáván během zasouvání hydraulických válců.



**Obrázek 1.4 Mobilní hydraulický lis – Overbuilt<sup>6</sup>**

- Parametry stroje:

Plnicí otvor	6100 x 2100 x 3050
Transportní rozměry	13100 x 2500 x 4000 mm
Hmotnost	27 t
Zdroj elektrického napětí	diesel agregát
Zpracovaná kapacita	20-25 vraků/hod
Provozní tlak	172,4 bar (2500 psi)
Drťící síla	159 tun

## 1.4 Požadavkový list

- Funkce
  - Slisovat autovrak do nejmenšího možného objemu
  - Mobilní zařízení
  - Zajištění šířky vraku
- Funkční parametry
  - Provozní tlak: 250 bar
  - Lisovací síla: 160 t
  - Hmotnost: libovolná
  - Materiál: ocel
- Provozní podmínky
  - Prostředí: nečisté
  - Údržba: minimální
  - Lisovací rychlost: 70 mm/s
- Zavázející prostor (plnicí otvor)
  - Výška: 2300 mm
  - Šířka: 2200 mm
  - Délka: 6200 mm
  - Požadavky na design: žádné
- Ergonomické vlastnosti
  - Ovladatelnost: automatická
  - Bezpečnost práce: 100 %
- Ekonomické vlastnosti
  - Výrobní náklady: neuvedeno
  - Provozní náklady: neuvedeno
  - Cena: neuvedeno

### Technologie:

Lisovací příčnick se zvedne (odklopí) tak, aby vzniklo místo pro naložení vraku. Vrak se naloží do plnicího otvoru lisu tak, aby byl celou plochou mezi zavázejícím prostorem lisu. Následně bude pomocí lisovacího příčnicku slisován do nejmenšího možného objemu. Nakonec se lisovací příčnick zvedne a vrak se odstraní z pracovního prostoru.



## 2 Návrh Konstrukčních uzlů čističe

### 2.1 Osazení stroje

Volba osazení stroje je pro konstrukci lisovacího zařízení důležitá. Zařízení, která jsou jinak osazená, budou ve výsledku vypadat zcela odlišně. S osazením stroje úzce souvisí způsob přepravy a manipulace se zařízením.

#### Varianta 1

Lis osazen na speciálně upraveném návěsu pro tahače (viz. Obr 1.4). S touto variantou se u lisů na autovraky potkáváme nejčastěji.

#### Varianta 2

Lis osazen na skladovém kontejneru, který má na jedné straně pojezdové válečky. Tyto kontejnery se standardně dělají v délce 6 m a 12 m. Jsou transportovány tahačem s natahovacím zařízením.



Obrázek 2.1. Kontejnerové nůžky<sup>12</sup>

	Výhody	Nevýhody
Varianta 1	<ul style="list-style-type: none"><li>- dostatek prostoru</li><li>- jednoduchá přeprava</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>- složitější (dražší) konstrukce</li><li>- stroj stojí během lisování jednou stranou na kolech</li></ul>
Varianta 2	<ul style="list-style-type: none"><li>- jednoduchá (levnější) konstrukce</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>- značné naklopení a rázy při nakládání stroje na nosič kontejneru</li></ul>

## **Zhodnocení**

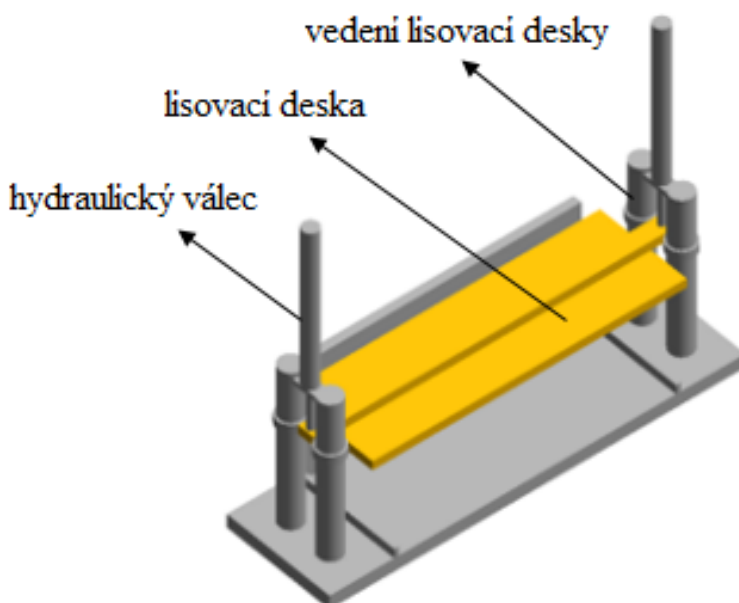
Konečný návrh lisu na autovraky bude vycházet z varianty 1. Hlavní důvod je ten, že během natahování kontejneru na nákladní vůz dochází k značnému naklopení a rázům, což by mohlo způsobit poškození hydraulického ústrojí. Z toho důvodu je tato varianta nevyhovující.

## **2.2 Poloha hydraulických válců**

Pro tento typ lisů jsou 2 varianty jak uspořádat hydraulické válce.

### **Varianta 1**

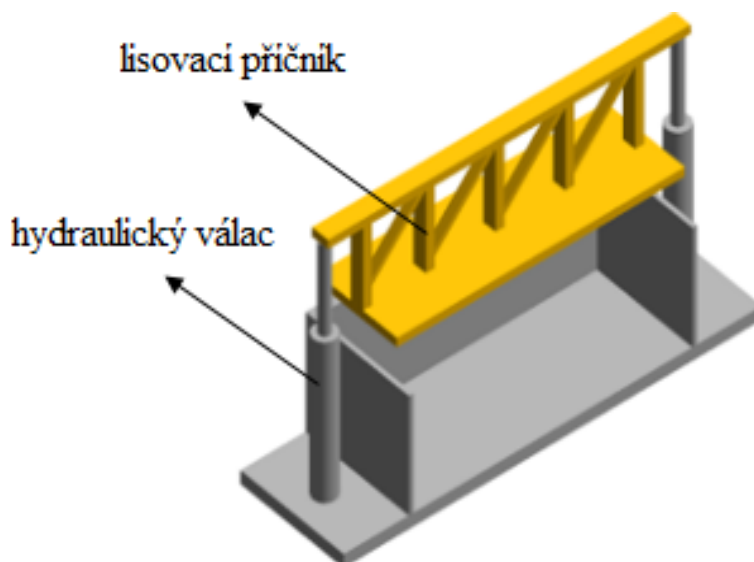
Hydraulické válce jsou umístěny tak, že lisují vrak při vysouvání pístů, viz obr. 2.2. V tomto případě jsou hydraulické válce v pracovní poloze až 6 metrů vysoko, z čehož vyplývá potřebné místo pro uskladnění válců během přepravy a potřeba systému, který umístí válce do pracovní polohy.



**Obrázek 2.2. Poloha hydraulických válců 1**

## Varianta 2

Hydraulické válce jsou umístěny tak, že lisují vrak při zasouvání pístů, viz obr. 2.3. V tomto případě není využita maximální síla válce, ale není třeba manipulovat s válci při přechodu s transportní pozice do pozice pracovní.



**Obrázek 2.3. Poloha hydraulických válců 2**

Porovnání potřebných hydraulických válců pro obě varianty

- Z volbou uspořádání lisu úzce souvisí velikost potřebného hydraulického válce. Vycházím z potřebné lisovací síly 80 tun na jeden hydraulický válec, která byla zjištěna během průzkumu trhu, viz příloha A.

Varianta 1:

- označení hydraulického válce CDH2MF3\_220\_160\_2000A3X\_M11CFEMW
- červený rámeček viz obr 2.4

Varianta 2:

- označení hydraulického válce CDH2MF3\_280\_180\_2000A3X\_M11CFEMW
- modrý rámeček viz obr 2.4

Piston	Piston rod	Area ratio	Areas			Force at 250 bar <sup>1)</sup>			Flow at 0.1 m/s <sup>2)</sup>			max. available stroke length
			Piston	Rod	Ring	Pressure	Diff.	Pulling	Off	Diff.	On	
$\varnothing AL$ mm	$\varnothing MM$ mm	$\varphi$ $A_1/A_3$	$A_1$ cm <sup>2</sup>	$A_2$ cm <sup>2</sup>	$A_3$ cm <sup>2</sup>	$F_1$ kN	$F_2$ kN	$F_3$ kN	$q_{V1}$ l/min	$q_{V2}$ l/min	$q_{V3}$ l/min	mm
200	125 140	1.64 1.96	314.16	122.72 153.96	191.44 160.20	785.25	306.80 384.90	478.45 400.35	188.5	73.6 92.4	114.9 96.1	3000
220	140 160	1.68 2.12	380.1	153.96 201.0	226.2 179.1	950.3	384.9 502.6	565.5 447.7	228.1	92.4 120.7	135.7 107.4	6000
250	160 180	1.69 2.08	490.8	201.0 254.4	289.8 236.4	1227.2	502.6 636.2	724.5 590.0	294.5	120.7 152.7	173.8 141.8	6000
280	180 200	1.70 2.04	615.7	254.4 314.1	361.3 301.6	1539.4	636.2 785.4	903.2 753.9	369.4	152.7 188.5	216.7 180.9	6000
320	200 220	1.64 1.90	804.2	314.1 380.1	490.1 424.2	2010.6	785.4 950.3	1225.2 1060.3	482.5	188.5 228.1	294.0 254.4	6000

**Obrázek 2.4. Hydraulické válce firmy Bosch Rexroth<sup>8</sup>**

	Výhody	Nevýhody
Varianta 1	- plné využití síly válce -jednodušší konstrukce lisovací desky	- větší pracovní výška stroje - nutnost sklápění válců - způsob ukotvení válců
Varianta 2	- prostorově výhodné -jednoduché uchycení hydraulického válce	- nevyužitá síla hydraulického válce -cena hydraulických válců - složitější konstrukce lisovacího příčnicku (vyplývá z polohy válců)

### **Zhodnocení**

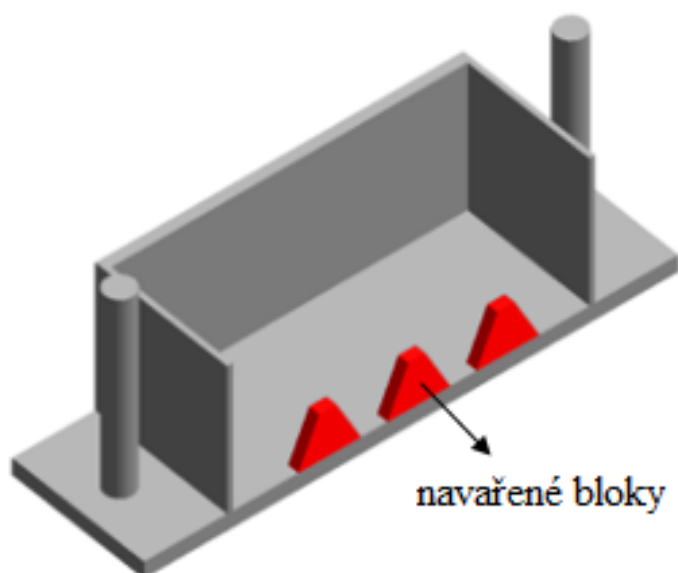
U varianty 1 je plně využit potenciál hydraulického válce, což je cenově, rozměrově a hmotnostně výhodnější. Z konstrukčního hlediska vyplývá, že u varianty 2 bude lisovací příčník složitěji řešený, a tudíž bude mít značně větší hmotnost než lisovací deska u varianty 1. Po prozkoumání všech vstupních parametrů jsem se rozhodl, že konečný návrh lisu na vraky automobilů bude vycházet z varianty 1.

### 2.3 Zajištění šířky vraku

Lisy na vraky automobilů se potýkají s problémem, kdy vrak během lisování sice zmenšuje svoji výšku, ale zvětšuje se jeho šířka. V momentě, kdy se začne lisovat prostřední část vraku, mají středový sloupek a dveře tendenci zalomit se na vnější stranu lisu. Aby tomu pracovníci zamezili, upraví vrak předem pomocí zavážecí techniky, a to vmáčknutím středového sloupku a dveří dovnitř vraku. Tento konstrukční uzel bude nahrazovat úpravu vraku před lisováním.

#### Varianta 1

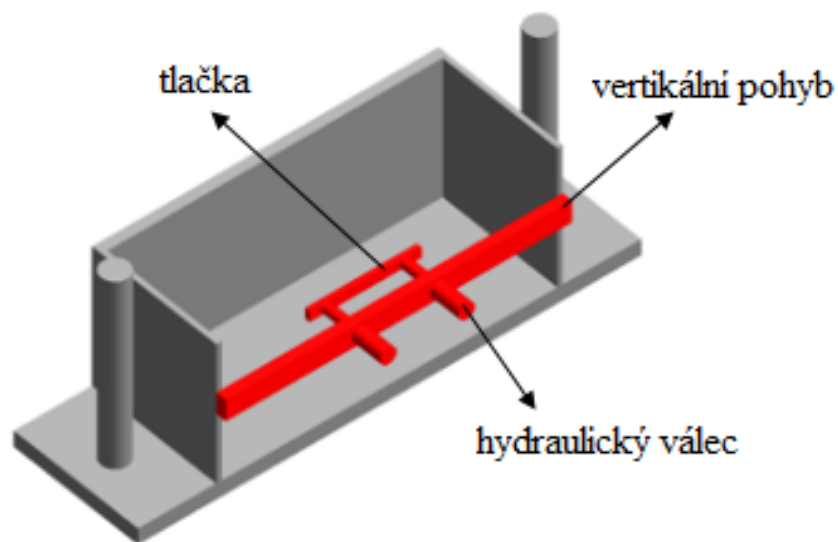
Bloky jsou svařené s podlahou lisu na jejím okraji, viz obr. 2.5. Při lisování zajedou bloky navařené na lisovací desce mezi bloky navařené na základové desce a utvoří celistvou boční stěnu lisu, která zamezí expanzi vraku do šířky.



Obrázek 2.5. Navařené bloky

#### Varianta 2

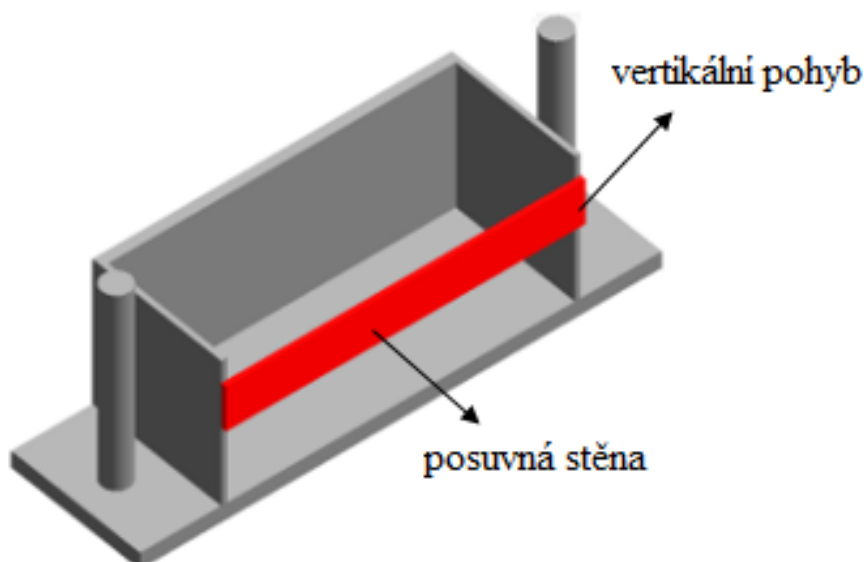
Příčník s tlačkou se pohybuje ve vertikální směru, pomocí hydraulických válců, viz obr. 2.6. Horizontální pohyb tlačky je realizován dalšími hydraulickými válci, které jsou osazeny na příčníku. Tlačka zatlačí boční část vraku a tím zamezí zalomení dveří vraku směrem ven z lisu. Díky možnosti vertikálního pohybu může tlačka zatlačit na ideální místo i při lisování více vraků za sebou.



**Obrázek 2.6 Příčník s tlačkou**

### Varianta 3

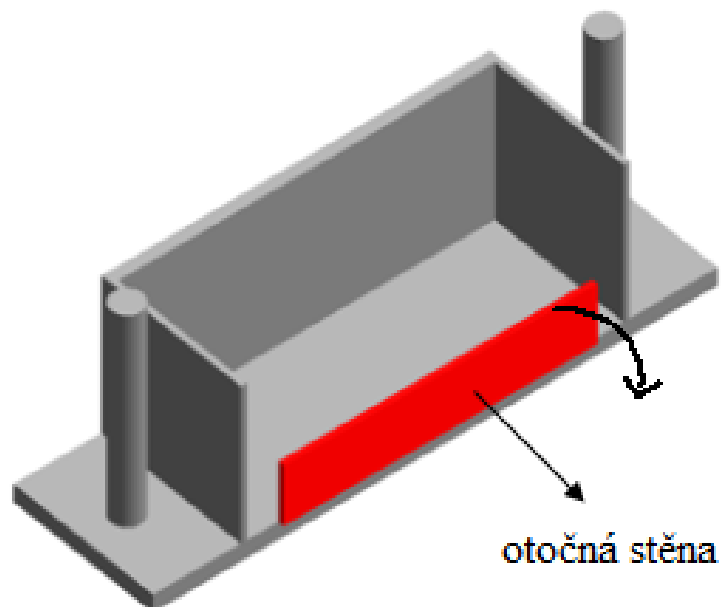
Příčník pohybující se ve vertikální směru tvoří boční stěnu lisu, viz obr. 2.7. Ta se díky vertikálnímu pohybu může přemísťovat a plnit svoji funkci i při lisování více vraků za sebou. Vertikální pohyb je realizován teleskopickými hydraulickými válci. Boční stěna může být tvořena svařencem, nebo válcovaným profilem.



**Obrázek 2.7 Posuvná boční stěna**

#### Varianta 4

Otočná boční stěna musí být dostatečně vysoká, aby působila na vrak ve správném místě, viz obr. 2.8. Otočný pohyb stěny je realizován pomocí hydraulického válce a pákového mechanismu.



**Obrázek 2.8 Otočná boční stěna**

	Výhody	Nevýhody
Varianta 1	- jednoduchá konstrukce	- značné zvětšení výšky stroje (nutnost použít hydraulické válce s větším zdvihem)
Varianta 2	- zajištěné plnění funkce - výškově nastavitelná	- nutnost přidat další minimálně 3 hydraulické válce
Varianta 3	- zajištěné plnění funkce - výškově nastavitelná	- nutnost přidat další 2 hydraulické válce
Varianta 4	- jednoduchá konstrukce	- potřebná velká světlost podvozku pro otočení stěny

## **Zhodnocení**

První varianta řešení, s použitím svařených zubů s podlahou lisu, funkci boční stěny zajišťovala, ale aby byly zachovány požadované rozměry zavážecí komory, muselo by se značně zvětšit výšku celého zařízení. Z čehož vyplývá nutnost použití hydraulických válců s větším zdvihem. Tyto poznatky ukazují, že první varianta není vyhovující. Druhá varianta používá k zajištění šířky vraku tlačku s hydraulickými válci. Tato varianta by taky splňovala požadovanou funkci boční stěny. Její nevýhodou je nutnost použití až čtyř hydraulických válců. Třetí varianta je modifikací předchozí varianty, ale není zde použita tlačka. K zajištění šířky vraku je použita pouze boční stěna, která se pohybuje ve vertikálním směru. Poslední varianta s otočnou stěnou by splňovala funkci za předpokladu, že by pod mačkadlem bylo místo na odklápění boční stěny, což klade požadavek na větší světlost podvozku, nebo na terénní úpravu v místě kde bude zařízení pracovat. Jelikož tento prostor nelze zajistit je tato varianta nevyhovující.

Po porovnání všech variant se jako vhodné řešení jeví dvě varianty. Varianta s bočním příčником a tlačkou a varianta s pohyblivou boční stěnou. Konečný návrh zařízení bude vycházet z varianty s pohyblivou boční stěnou, a to z toho důvodu, že má jednodušší konstrukci a funkci budou zajišťovat pouze dva hydraulické válce.

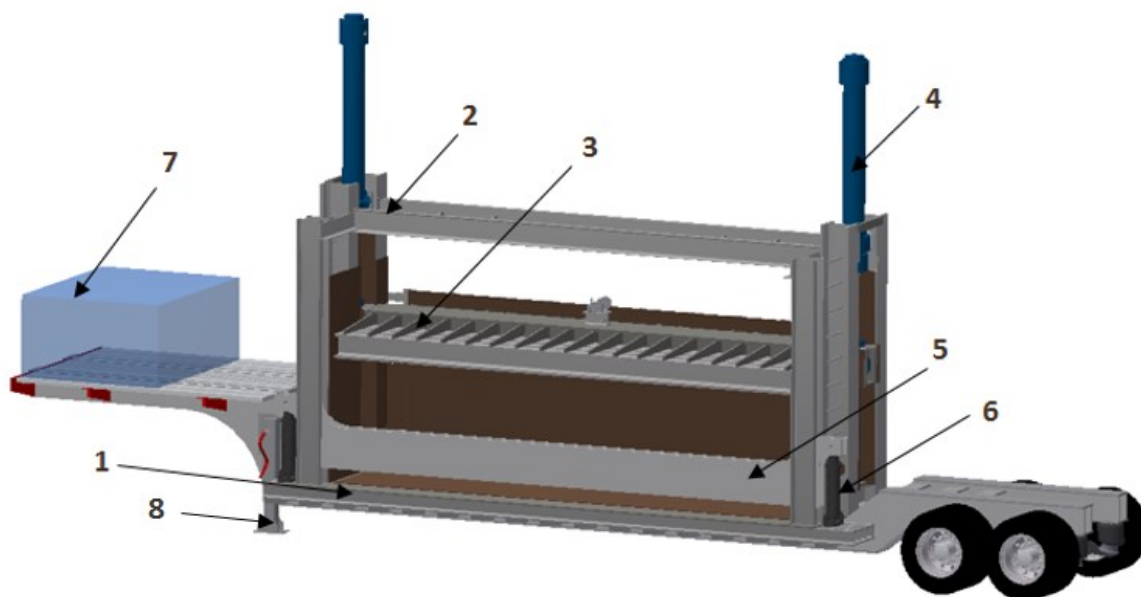


### 3 Konstrukční návrh lisu

Výsledný návrh lisu jsem vypracoval pro představu, z jakých komponent se bude lis skládat. Lis bude zkonstruován ze sedmi hlavních částí, viz obr. 3.1. Lis je koncipován tak, že jako celek tvoří návěs pro nákladní tahač. Mezi dvě hlavní části lisu patří nosná konstrukce návěsu a lisovací příčník, mezi kterými probíhá proces lisování. Lisovací příčník tvoří pohyblivou část lisu, díky hlavním hydraulickým válcům, které jsou ukotveny v horní konstrukci lisu. Další skupinu tvoří teleskopické hydraulické válce, které pohybují s boční stěnou lisu. Místo pro hydraulickou jednotku je na přední části návěsu. Celý povrch zavážecího prostoru je tvořen vyměnitelnými kusy otěrového plechu HARDOX 400<sup>7</sup>. Nosná konstrukce návěsu se na jedné straně opírá o zadní nápravu návěsu a na druhé straně o opěrné nohy, viz příloha B.

Hlavní částí lisu:

- nosná konstrukce návěsu (obr. 3. -1)
- horní konstrukce (obr. 3. -2)
- lisovací příčník (obr. 3. -3)
- hydraulický válec hlavní (obr. 3. -4)
- boční stěna lisu (obr. 3. -5)
- hydraulický válec teleskopický (obr. 3. -6)
- hydraulická jednotka (obr. 3. -7)
- opěrné nohy návěsu (obr. 3. -8)



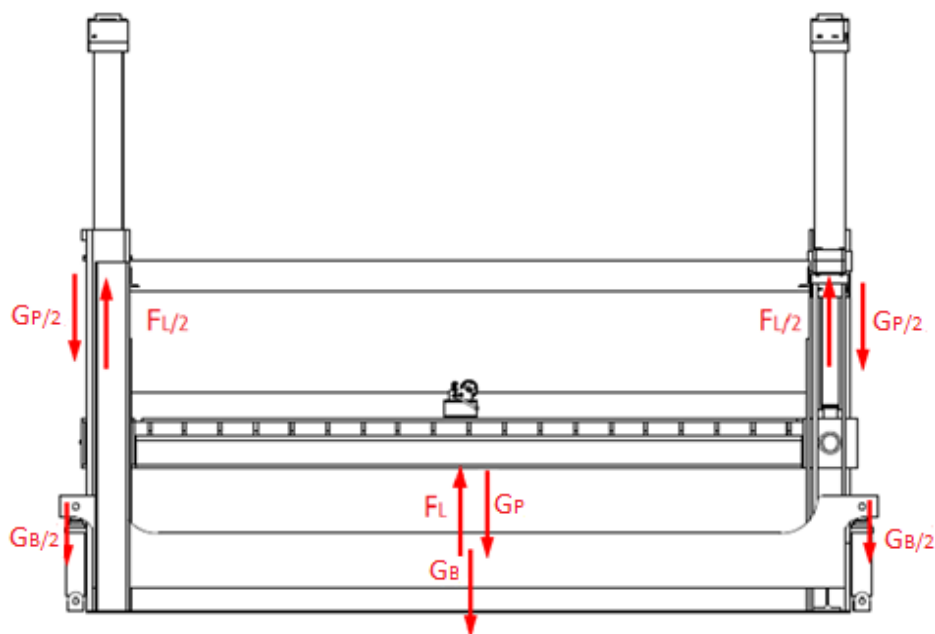
Obrázek 3.1. Konstrukční návrh

## 4 Silový rozbor

Silový rozbor jsem provedl ve třech základních polohách<sup>2</sup>. V první části jsem určil síly, které působí na zařízení během procesu lisování. Ve druhé části spočítal síly, které působí během sklápění hydraulických válců a převozu zařízení. Ve třetí části jsem spočítal síly, které působí na zařízení během převozu.

### 4.1 Pracovní poloha

V pracovní poloze jsou hlavní hydraulické válce ve vertikální pozici uchycené přes čep k lisovacímu příčnicku, viz obr. 4.1.



Obrázek 4.1. Pracovní poloha

#### 4.1.1 Lisovací síla

Proces lisování probíhá během pohybu lisovacího příčnicku směrem dolů, a to od doby, kdy dojde ke styku lisovacího příčnicku s autovrakem. Při tomto procesu se lisovací síla  $F_L$  přenáší přes lisovací příčník na uložení hlavních hydraulických válců, viz obr. 4.1. Lis je dimenzován na maximální lisovací sílu 160 tun. Potřebná velikost lisovací síly pro slisování vaku byla zjištěna během průzkumu trhu u zařízení, které pracuje na podobném principu a využívá lisovací sílu 159 tun (viz příloha A).

$$F_L = m_L \cdot g = 160000 \cdot 9.81 \quad (4.1)$$

$$F_L = 1\,569\,600 \text{ N} \rightarrow \text{v dalších výpočtech dosazuji } 1570 \text{ kN}$$

$$F_{L2} = \frac{F_L}{2} = 785000 \text{ N}$$

$$F_{L4} = \frac{F_{L2}}{2} = 392500 \text{ N}$$

$m_L$ [kg]	lisovací hmotnost
$g$ [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]	gravitační zrychlení
$F_L$ [N]	lisovací síla
$F_{L2}$ [N]	lisovací síla, působící na 1 hydraulický válec
$F_{L4}$ [N]	lisovací síla, působící na 1 část uložení hydraulického válce

#### 4.1.2 Lisovací příčník

Tíha od hmotnosti lisovacího příčníku a od hmotnosti hlavních hydraulických válců působí na uložení hlavních hydraulických válců v době, kdy neprobíhá proces lisování, viz obr. 4.1. Pomocí programu Autodesk Inventor 2016 jsem zjistil hmotnost lisovacího příčníku ( $m=11785\text{kg}$ ). Pro další výpočty uvažují hmotnost lisovacího příčníku  $m_P=12000 \text{ kg}$ . Hmotnost hlavního hydraulického válce je  $m_V=930 \text{ kg}$ <sup>8</sup>.

$$G_V = m_V \cdot g = 930 \cdot 9,81 \quad (4.2)$$

$$G_V = 9123,3 \text{ N} \rightarrow \text{pro další výpočty dosazují } 9125 \text{ N}$$

$$G_P = m_P \cdot g + 2 \cdot G_V = 12000 \cdot 9,81 + 2 \cdot 930 \cdot 9,81 \quad (4.3)$$

$$G_P = 135967 \text{ N} \rightarrow \text{pro další výpočty dosazují } 136000 \text{ N}$$

$$G_{P2} = \frac{G_P}{2} = \frac{136000}{2}$$

$$G_{P2} = 68000 \text{ N}$$

$$G_{P4} = \frac{G_{P2}}{2} = \frac{68000}{2}$$

$$G_{P4} = 34000 \text{ N}$$

$G_V$ [N]	tíha hlavního hydraulického válce
$G_P$ [N]	tíha lisovacího příčníku a hlavních hydraulických válců
$G_{P2}$ [N]	tíha působící na uložení
$G_{P4}$ [N]	tíha působící na 1 část uložení

### 4.1.3 Boční stěna

Tíha od hmotnosti boční stěny působí na teleskopické hydraulické válce, viz obr 4.1. Pomocí programu Autodesk Inventor 2016 jsem zjistil hmotnost boční stěny  $m_B=2500$  kg.

$$G_B = m_B \cdot g = 2500 \cdot 9.81 \quad (4.4)$$

$$G_B = 24525 \text{ N}$$

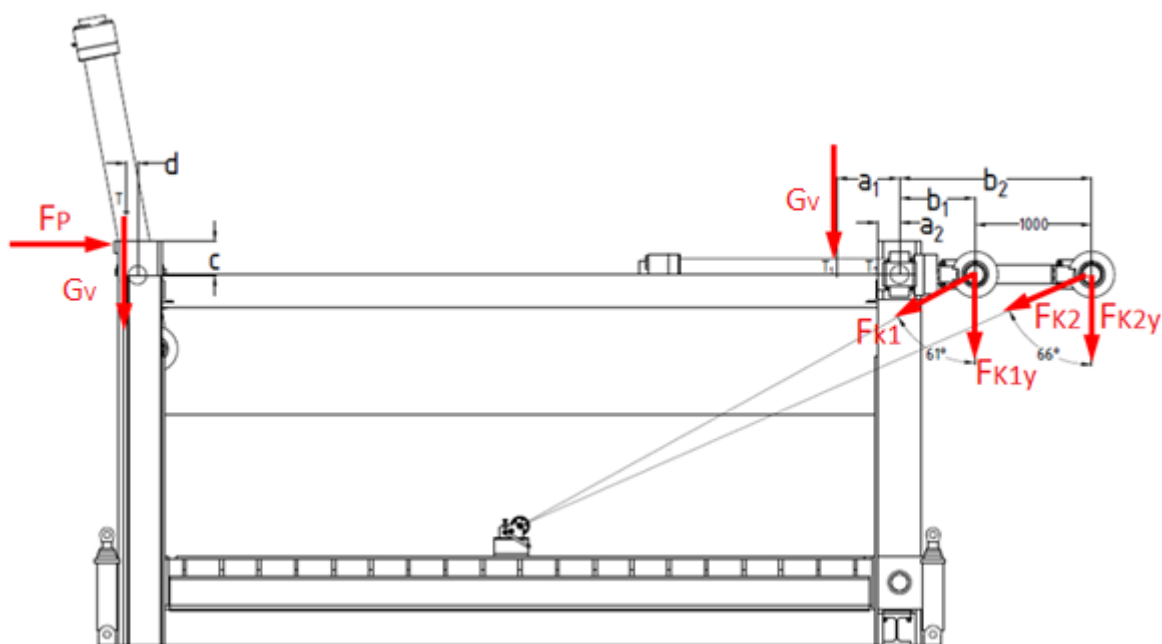
$$G_{B2} = \frac{G_B}{2} = 12262,5 \text{ N}$$

$G_B$  [N]                      tíha boční stěny

$G_{B2}$ [N]                      tíha boční stěny, působící na 1 teleskopický hydraulický válec

### 4.2 Sklápění hydraulických válců

Během procesu sklápění se hlavní hydraulické válce dostávají z vertikální polohy do horizontální polohy, viz obr. 4.2.



Obrázek 4.2 Sklápění válců

#### 4.2.1 Síla na ruční kladku

Proces sklápění hydraulických válců bude probíhat díky ruční lanové navíjecí kladce. Síly, které působí na kladku, závisí na délce vysunutí pístnice. Ve výpočtech jsem zkoumal krajní polohu, což je vysunutí 0 mm, ve které působí na ruční kladku největší síla  $F_K$ , viz obr. 4.2 (pravá strana). Dále jsem provedl výpočet sil na kladku při vysunutí pístnice 1 m, což je z konstrukčního hlediska přijatelné vysunutí hydraulických válců během sklápění. Nejmenší síla na kladku bude působit při vysunutí 1,4 m. V této poloze má hydraulický válec těžiště přibližně v bodě uložení (zjištěno v programu Inventor Professional 2016).

Rozměry:  $a_1 = 0,55$  m,  $a_2 = 0,15$  m,  $b_1 = 0,66$  m,  $b_2 = 1,66$  m,  $c = 0,295$  m,  $d = 0,1$  m

##### Výpočet síly $F_{K1}$ působící na ruční kladku při vysunutí pístnice 0 m:

$$M_T: \quad G_V \cdot a_1 - F_{K1y} \cdot b_1 = 0 \quad (4.5)$$

$$F_{K1y} = \frac{G_V \cdot a_1}{b_1} = \frac{9125 \cdot 0,55}{0,66}$$

$$F_{K1y} = 7602,75 \text{ N}$$

$$F_{K1} = \frac{F_{K1y}}{\cos(61)}$$

$$F_{K1} = 15681,9 \text{ N}$$

##### Výpočet síly $F_{K2}$ působící na ruční kladku při vysunutí pístnice 1 m

(výpočet stejný jak u síly  $F_{K1}$ ):

$$M_T: \quad G_V \cdot a_2 - F_{K2y} \cdot b_2 = 0 \quad (4.6)$$

$$F_{K2y} = 824,4 \text{ N}$$

$$F_{K2} = \frac{F_{K2y}}{\cos(66)}$$

$$F_{K2} = 2026,86 \text{ N}$$

- Pro sklápění hlavních hydraulických válců byl vybrán dvourychlostní ruční naviják, viz příloha C.

Označení: Dragon Winch DWK 35V

Parametry: - max. tažná síla 1600 kg  
- délka lana 10 m

#### 4.2.2 Síla na zajišťovací profil

Během procesu sklápění může dojít k situaci, kdy se hydraulický válec překlápí na venkovní stranu, viz obr. 4.2 (levá strana). V této situaci bude k zajištění polohy válce využit zajišťovací profil, o který se hydraulický válec opře. Profil jsem zkontroloval při vysunutí pístnice 0 m, což je poloha, ve které je hodnota síly působící na zajišťovací profil  $F_p$  největší.

**Výpočet síly  $F_p$ :**

$$M_T: \quad G_V \cdot d - F_p \cdot c = 0 \quad (4.7)$$

$$F_p = \frac{G_V \cdot d}{c} = \frac{9125 \cdot 0,1}{0,295}$$

$$F_p = 3402,54 \text{ N}$$

#### 4.2.3 Sklápěcí síla

Pokud během sklápění dojde k situaci, kdy se hydraulický válec opře o zajišťovací profil, bude muset obsluha vynaložit sílu  $F_s$ , kterou překlápí těžiště válce na vnitřní stranu uložení, viz obr. 4.3. Následně se hydraulický sklopí samovolně pomocí ruční kladky, která bude pouze brzdit jeho pohyb. Výpočet jsem provedl při vysunutí pístnice 1 m.

Rozměry:  $d = 1,75 \text{ m}$ ,  $e = 0,03 \text{ m}$

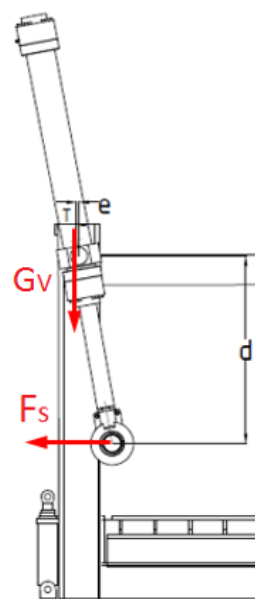
**Výpočet síly  $F_s$  -vysunutí pístnice 1 m:**

$$M_T: \quad F_s \cdot d - G_V \cdot e = 0 \quad (4.8)$$

$$F_s = \frac{G_V \cdot e}{d} = \frac{9125 \cdot 0,03}{1,75}$$

$$F_s = 156,43 \text{ N}$$

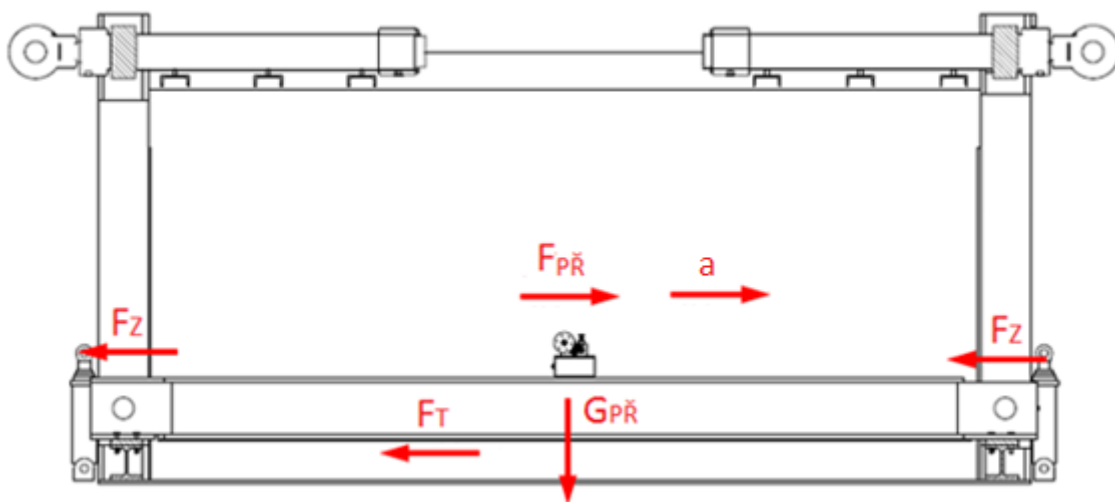
Z výsledku vyplývá, že při vysunutí pístnice 1 m, by obsluha neměla mít problém manipulovat s hlavním hydraulickým válcem.



**Obrázek 4.3 Sklápěcí síla**

### 4.3 Poloha pro převoz

V poloze pro převoz jsou hlavní hydraulické válce v horizontální poloze. Lisovací příčník je položen na odkládací profily a uchycen pomocí šroubů, viz obr. 4.4. Během převozu zařízení, působí na zajišťovací šrouby síla  $F_z$ , která je zapříčiněná hybností lisovacího příčníku.



Obrázek 4.4 Poloha pro převoz

#### 4.3.1 Zrychlení

Zrychlení, které působí na lisovací příčník během brzdění nákladního vozidla, jsem určil díky průzkumu brzdných drah dopravních vozidel<sup>14</sup>. Výsledky testů dokazují, že naložené nákladní vozidlo zabrzdí z rychlosti  $v = 80 \text{ km/h}$  na dráze  $s = 36,2 \text{ m}$ . Zrychlení nákladního vozidla „ $a_v$ “ bude vypočteno z rovnice pro výpočet dráhy v rovnoměrně zrychleném pohybu.

Vstupní hodnoty pro výpočet:  $s = 36,2 \text{ m}$ ,  $v = 80 \text{ km/h} = 22,22 \text{ m/s}$

$$s = \frac{1}{2} \cdot a_v \cdot t^2, \quad v = a_v \cdot t \quad (4.9), (4.10)$$

$$s = \frac{1}{2} \cdot a_v \cdot \left(\frac{v}{a_v}\right)^2$$

$$a_v = \frac{v^2}{2 \cdot s} = \frac{22,22^2}{2 \cdot 36,2}$$

$$a_v = 6,82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

### 4.3.2 Síla na zajišťovací šrouby

Z vypočteného zrychlení (chápáno taky jako zpomalení během brždění) jsem díky pohybovým rovnicím určil sílu  $F_Z$ , která bude během přepravy zatěžovat zajišťovací šrouby, viz obr. 4.4.

**Výpočet zajišťovací síly  $F_Z$ :**

$$F_{P\ddot{R}} - F_T - 2 \cdot F_Z = 0 \quad (4.11)$$

$$F_Z = \frac{F_{P\ddot{R}} - F_T}{2} =$$

$$F_Z = \frac{m_P \cdot a_v - m_P \cdot g \cdot f}{2} = \frac{12000 \cdot 6,82 - 12000 \cdot 9,81 \cdot 0,15}{2}$$

$$F_Z = 32\,091\,N$$

$a_v$ [ $m \cdot s^{-2}$ ]	zrychlení nákladního vozidla
$F_Z$ [N]	síla působící na zajišťovací šrouby na jedné straně lisu
$F_{P\ddot{R}}$ [N]	síla působící na lisovací příčník (vyvozená zrychlením)
$F_T$ [N]	třecí síla
$f$ [-]	součinitel tření zvolen 0,15 (ocel-ocel) <sup>1</sup>

- Lisovací příčník bude během převozu zajištěn dvěma šrouby M30 pevnostní třídy 8.8 na každé straně. Výpočet této situace jsem provedl v programu Inventor Professional 2016, viz příloha D. Všechny vstupní součinitelé jsem určil v souladu s průvodcem výpočtů šroubových spojů<sup>15</sup>. Pro tento spoj jsem zvolil součinitel bezpečnosti  $k=2$ , což výpočet splňuje.



## 5 Hydraulické válce

### 5.1 Hydraulický válec hlavní

Hlavní hydraulický válec zajišťuje vertikální pohyb lisovacího příčnicku, to znamená, že zajišťuje proces lisování. Požadované vysunutí hlavního hydraulického válce je 2 m (bylo zadáno) a síla, kterou musí válec působit během vysouvání pístnice je 80 tun. Jelikož hydraulické válce pracují ve dvojici, tak hmotnost, kterou musí válec zvedat během zasouvání, je 6 tun. To je polovina hmotnosti lisovacího příčnicku, který je spojen pomocí čepů s hlavními hydraulickými válci. Pro možnost lepšího slisování vraků se u lisovacího příčnicku počítá s jeho možným naklopením. Po prozkoumání rozměrové situace zařízení (v programu Inventor professional 2016 a Autocad 2016) předepisují u lisovacího příčnicku dovolené naklopení o 8 stupňů. To znamená, že maximální rozdíl mezi vysunutím dvou hlavních hydraulických válců může být 0,9 m.

Zvolený hydraulický válec z katalogu firmy Bosch Rexroth<sup>8</sup> viz příloha E.

Označení: CDH2MF3\_220\_160\_2000A3X\_M11CFEMW

Parametry:

- hmotnost:  $m_V = 930 \text{ kg}$
- plocha pístu válce:  $S_{HV} = 380,1 \text{ cm}^2$
- plocha mezikruží:  $S_{HM} = 179,1 \text{ cm}^2$
- zdvih:  $L_H = 2000 \text{ mm}$
- max. pracovní tlak:  $p = 250 \text{ bar}$

### 5.2 Hydraulický válec teleskopický

Teleskopický hydraulický válec zajišťuje vertikální posun boční stěny (viz kapitola 2.4). Minimální požadovaný zdvih válce závisí na konstrukčním návrhu boční stěny a na délce zasunutého válce. Při maximálním zdvihu teleskopického válce musí být vzdálenost spodní hrany boční stěny minimálně 2,3 m od podlahy lisu. Tímto je vymezen zavážecí prostor lisu. Na teleskopický hydraulický válec působí síla  $F_{G2} = 12262,5 \text{ N}$ , viz kapitola 4.1.

Zvolený hydraulický válec z katalogu firmy Fisatech s.r.o. viz příloha F.

Označení: Jednočinný teleskopický válec 424

Parametry:

- hmotnost:  $m_{AV} = 103 \text{ kg}$
- zdvih:  $L_T = 2250 \text{ mm}$
- max. pracovní tlak:  $p = 200 \text{ bar}$

### 5.3 Hydraulické čerpadlo

Teleskopické hydraulické válce mají menší rozměry než hlavní hydraulické válce a rychlost jejich vysouvání není omezená, proto budou výpočty hydraulického agregátu vycházet ze zadané maximální lisovací rychlosti  $v_1=70$  mm/s, což je rychlost vysouvání hlavních hydraulických válců. Od lisovací rychlosti se dále odvíjí čas naplnění hydraulického válce a průtok čerpadla. Jelikož hlavní hydraulické válce pracují ve dvojici, je třeba počítat potřebný průtok pro dva válce. Hlavní a teleskopické válce nemusí pracovat souběžně. Výpočet potřebného průtoku čerpadla jsem převzal z katalogu firmy Kardanka<sup>10</sup>.

#### Objem hlavního hydraulického válce

$$V_H = S_{HV} \cdot L_H = 0,03801 \cdot 2 \quad (5.1)$$

$$V_H = 0,07602 \text{ m}^3 = 76,02 \text{ l}$$

#### Doba naplnění válce při rychlosti $v_1=70$ mm·s<sup>-1</sup>

$$t_H = \frac{L_H}{v_1} = \frac{2000}{70} \quad (5.2)$$

$$t_H = 28,57 \text{ s}$$

#### Maximální průtok čerpadla (pro 2 válce)

$$t_H = 2 \cdot V_H \cdot \frac{6}{l_{\text{čr1}} \cdot 100000} \quad (5.3)$$

$$l_{\text{čr1}} = V_H \cdot \frac{6}{t_{H1} \cdot 100000} = 2 \cdot 76020000 \cdot \frac{6}{28,57 \cdot 100000}$$

$$l_{\text{čr1}} = 319,3 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Hydraulické čerpadlo vybráno z katalogu firmy Hydrocom, viz příloha C.

Označení čerpadla: QX82-250

Parametry:    - průtok  $l_{\text{čr}}=362$  l/min při otáčkách  $n=1450$  ot/min  
                  - hmotnost 120 kg

$t_H$ [s]	čas naplnění hlavního hydraulického válce
$V_H$ [m <sup>3</sup> ]	objem hlavního hydraulického válce
$l_{\text{čr1}}$ [l·min <sup>-1</sup> ]	výpočtový průtok čerpadla
$l_{\text{čr}}$ [l·min <sup>-1</sup> ]	průtok čerpadla
$v_1$ [m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost pohybu hlavních hydr. válců

### Volba hydraulických hadic

Volba hydraulických hadic je důležitou součástí návrhu hydraulického systému. Aby hydraulický systém fungoval správně a doručil dostatečné množství oleje do hydraulického válce, musí mít hadice správnou světlost. Hydraulické hadice byly vybrány z katalogu firmy Kardanka<sup>10</sup>, kde je dostupná tabulka, viz obr. 5.1.

Průměr palce	Průměr mm	Průtok l/min
3/16"	4,8 mm	8
1/4"	6,3 mm	15
3/8"	9,5 mm	30
1/2"	12,7 mm	40
3/4"	19 mm	80
1"	25,4 mm	135
1 1/4"	32 mm	210
1 1/2"	38 mm	315
2"	51 mm	450

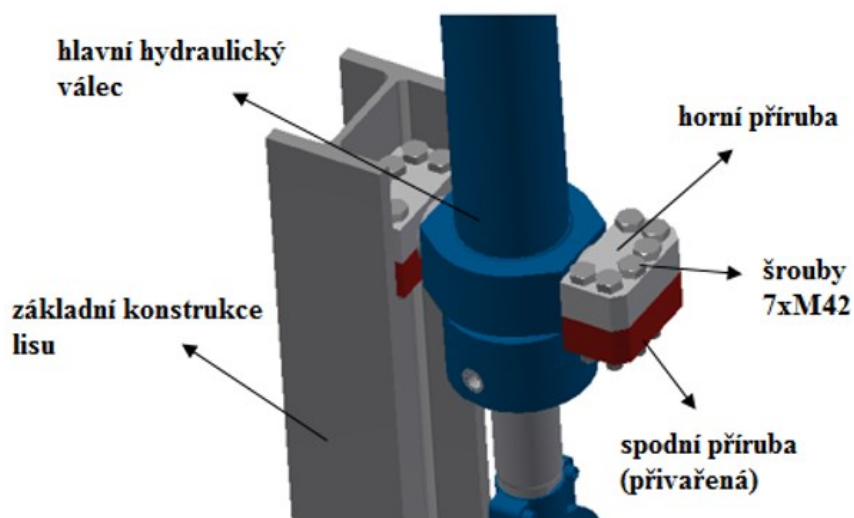
Obrázek 5.1 Průměr hydraulických hadic<sup>10</sup>

## 6 Uložení hlavního hydraulického válce

Uložení hlavního hydraulického válce je jeden z důležitých konstrukčních uzlů lisovacího zařízení. Toto uložení musí být navrženo tak, aby přeneslo lisovací sílu  $F_L$  do horní konstrukce lisu. Z důvodů možné výměny a servisu hydraulických válců je nutno navrhnout dané uložení jako rozebíratelný spoj. Síla, která působí na jednu část uložení ve směru nahoru je  $F_{L4} = 392\,500\text{ N}$  (viz kapitola 4.1.1). Ve směru dolů působí tíha lisovacího příčnicku a hydraulických válců  $G_{P4} = 34000\text{ N}$  (viz kapitola 4.1.2)

### Varianta 1

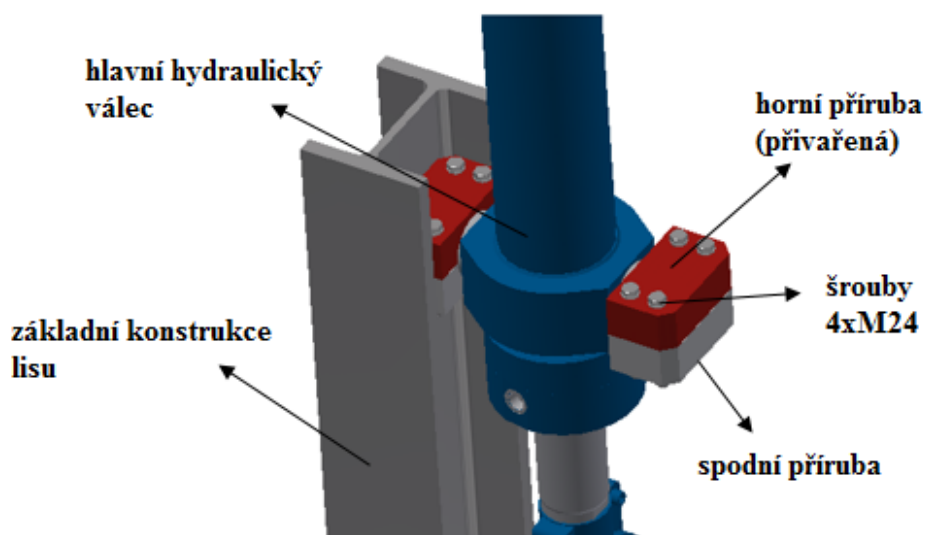
Jedna část uložení se skládá ze dvou přírub. Spodní příruba je přivařená k základní konstrukci lisu a horní příruba je spojena šroubovým spojením, viz obr. 6.1. V tomto případě přenášejí lisovací sílu šrouby. Svar přenáší sílu pouze od hmotnosti lisovacího příčnicku a hmotnosti válců. Návrh počtu potřebných šroubů pro přenesení lisovací síly je v příloze H.



**Obrázek 6.1 Uložení hydraulického válce 1**

#### Variant 2

Jedno část uložení se skládá ze dvou přírub. Horní příruba je přivařená k základní konstrukci lisu a spodní příruba je spojena šroubovým spojením, viz obr. 6.2. V tomto případě přenáší lisovací sílu svar. Šrouby přenáší sílu pouze od hmotnosti lisovacího příčnicku a hmotnosti válců. Výpočet šroubů jsem provedl v kapitole 6.1.



**Obrázek 6.2 Uložení hydraulického válce 2**

	Výhody	Nevýhody
Varianta 1	- jednoduchá demontáž hydraulického válce	- lisovací sílu přenáší šroubové spojení - nedostatek prostoru pro utažení šroubů
Varianta 2	- lisovací sílu přenáší svar - dostatek místa pro utažení šroubů	- složitější demontáž hydraulického válce

### **Zhodnocení**

U varianty 1 je největší výhodou to, že po odejmutí horní příruby jde hydraulický válec snadně demontovat pouhým nadzvednutím. Nevýhodou je přenos lisovací síly šroubovým spojením, z čehož vyplývá větší rozměr a počet šroubů. Při daném konstrukčním řešení uložení hydraulického válce je pro požadovaný počet šroubů 7xM42 nedostatek prostoru, což z této varianty dělá nevyhovující návrh. U varianty 2 je počet a rozměr šroubů značně menší, a to z toho důvodů, že lisovací sílu přenáší svar. Demontáž hydraulického válce u této varianty je o něco složitější, jelikož po odejmutí spodní příruby nestačí hydraulický válec nadzvednout, ale je s ním třeba vymanévrovat mimo horní konstrukci lisu. Výsledný návrh bude vycházet z varianty 2.

### **6.1 Výpočet šroubového spojení**

Šroubové spojení v uložení hlavního hydraulického válce je zatěžováno silou, která působí v ose šroubu. Z konstrukčního hlediska byly zvoleny čtyři šrouby o velikosti M24 a pevnostní třídy 8.8. Tento šroubový spoj jsem spočítal pomocí generátoru předpjatých šroubových spojů v programu Inventor professional 2016. Všechny vstupní součinitelé jsem volil v souladu s průvodcem výpočtů šroubových spojů<sup>15</sup>. V tomto průvodci jsou zobrazeny všechny vzorce, dle kterých byl proveden výpočet. Výpočet je zobrazen na obrázku 6.3.

Zvolený šroub a matice:

- Šroub se šestihrannou hlavou<sup>1</sup> ISO 4014 - M24x240 – 8.8
  - $d_2 = 22,701 \text{ mm}$
  - $d_3 = 21,546 \text{ mm}$
  - $P = 2 \text{ mm}$
  - $Rm = 800 \text{ MPa}$
  - $Re = 640 \text{ MPa}$
  - $M_{UMAX} = 699 \text{ N} \cdot \text{m}$
- Šestihranná matice<sup>1</sup> ISO 4032 - M24- 8

Vstupní veličiny pro výpočet (označení viz obr. 6.3)

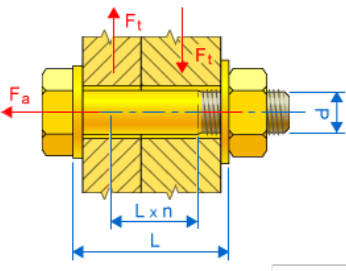
- maximální axiální síla  $F_a = F_{P4} = 34000 \text{ N}$
- funkční šířka spoje  $L = 200 \text{ mm}$
- počet šroubů  $i = 4$
- průměr šroubu  $d = 24 \text{ mm}$
- stoupání závitu  $p = 2 \text{ mm}$
- součinitel těsnosti  $k = 1,5$
- součinitel vstupní síly  $n = 0,5$
- součinitel tření ve spoji  $f = 0,8$  (mezi spojovanými materiály)
- součinitel tření ve spoji  $f_1 = 0,2$  (mezi matkou a šroubem)
- součinitel tření ve spoji  $f_2 = 0,8$  (v kontaktním povrchu matky a šroubu)
- součinitel bezpečnosti  $k_s = 3$
- mez kluzu v tahu  $S_Y = 640 \text{ MPa}$
- povolený tlak v závitu  $p_A = 150 \text{ MPa}$
- modul pružnosti v tahu  $E_{1,2} = 206\,700 \text{ MPa}$  (spojovací a spojovaný materiál)

Generátor komponent – šroubové spoje

Návrh Výpočet Výpočet únavy materiálu

Typ pevnostního výpočtu  
Kontrolní výpočet

Zatížení



Maximální axiální síla  $F_a$  34000 N  
 Maximální obvodová síla  $F_t$  0 N  
 Součinitel těsnosti  $k$  1,50 ul  
 Součinitel vstupní síly  $n$  0,50 ul  
 Souč. tření ve spoji  $f$  0,8 ul  
 Požadovaný součinitel bezpečnosti  $k_s$  3,00 ul

Materiál desek  
☐ Vlastní  
 Modul pružnosti v tahu  $E_2$  206700 MPa

Vlastnosti spoje  
 Funkční šířka  $L$  200,000 mm

Šroub  
 Počet šroubů  $z$  4 ul  
 Průměr závitu  $d$  24,000 mm  
 Stoupání závitu  $p$  2 mm  
 Střední průměr šroubu  $d_s$  22,701 mm  
 Minimální průměr šroubu  $d_{min}$  21,546 mm

Materiál šroubu  
☐ Vlastní  
 Mez kluzu v tahu  $S_y$  640 MPa  
 Modul pružnosti v tahu  $E_1$  206700 MPa  
 Dovolенý tlak v závitu  $p_a$  150 MPa  
 Souč. tření v závitu  $f_1$  0,20 ul  
 Souč. tření v dosedací ploše  $f_2$  0,8 ul

Výsledky

$F_V$	12084,200 N
$F_{max}$	12750,000 N
$M_U$	198,750 N·m
$\sigma_t$	33,142 MPa
$\tau_k$	101,196 MPa
$\sigma_{red}$	178,382 MPa
$\sigma_{max}$	34,968 MPa
$p_c$	17,040 MPa
$k_{sc}$	3,58781 ul

Vypočítat OK Storno Použít >>

Obrázek 6.3 Výpočet šroubového spoje

Dosažené výsledky:

- předepínací síla  $- F_V = 12084,2 \text{ N}$
- utahovací moment  $- M_U = 198,75 \text{ N} \cdot \text{m}$
- tahové napětí  $- \sigma_t = 33,142 \text{ MPa}$
- napětí v krutu  $- \tau_k = 101,196 \text{ MPa}$
- redukované napětí  $- \sigma_{red} = 178,382 \text{ MPa}$
- tlak v závitu šroubu  $- p_c = 17,04 \text{ MPa}$
- bezpečnost spoje  $- k = 3,59$

$$k_s \leq k$$

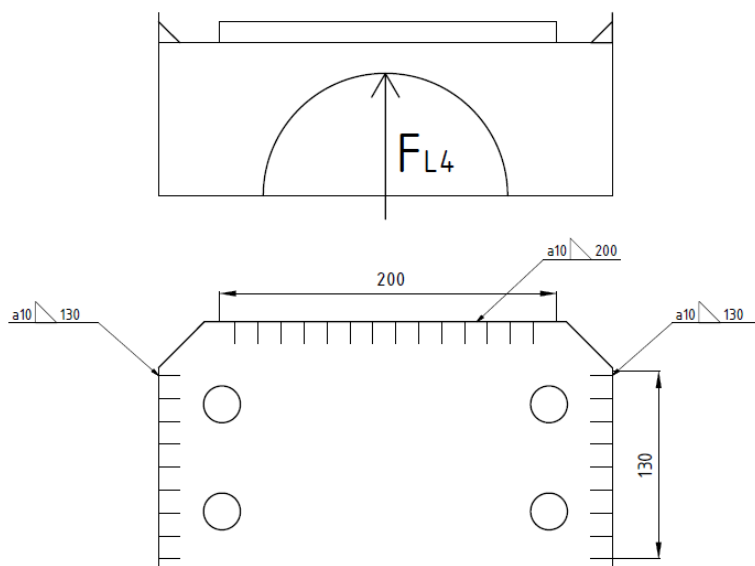
$$3 \leq 3,59 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 6.2 Výpočet svaru

Pro svar bylo zvoleno automatické svařování

- typ svařovacího drátu: OK Tubrod 14.01, příloha I
- parametry přídavného materiálu:  $R_e = 489 \text{ MPa}$ ,  $R_m = 595 \text{ MPa}$
- parametry základního materiálu: ocel S355J2  $R_e = 345 \text{ MPa}$  (příloha J)
- zatěžující síla  $F_{L4} = 392\,500$

Výpočet proveden pro statické namáhání svaru<sup>1</sup>



**Obrázek 6.4 Uložení hydraulického válce svar**

#### **Dovolené napětí pro svary<sup>1</sup>**

$$\tau_D = \alpha \cdot \frac{R_e}{k_s} = 0,9 \cdot \frac{345}{1,5} \quad (6.1)$$

$$\tau_D = 207 \text{ MPa}$$

$\alpha$  [-]

převodní součinitel svarového spoje<sup>1</sup>

-  $\alpha = 0,9$  pro poloautomatické svařování, kde tloušťka svařovaného materiálu  $t > 12$

$R_e$  [MPa]

mez kluzu základního materiálu

$\tau_D$  [MPa]

dovolené napětí ve smyku

#### **Výpočet účinných délek koutového svaru**

Účinná délka svaru  $l$  je délka, ve které má svar plný průřez a je zmenšená o dvě tloušťky svaru

$$l_1 = 0,13 - 2 \cdot 0,01 = 0,11 \text{ m} \quad (6.2)$$

$$l_2 = 0,2 - 2 \cdot 0,01 = 0,18 \text{ m}$$

#### **Kontrola svaru na smyk**

$$\tau_{\perp} = \frac{F_{L4}}{2 \cdot S_V} \quad (6.3)$$

$$\tau_{\perp} = \frac{F_{L4}}{2 \cdot a \cdot l_1 + a \cdot l_2} = \frac{392500}{2 \cdot 0,01 \cdot 0,11 + 0,01 \cdot 0,18}$$



$$\tau_{\perp} = 98125000 \text{ Pa} = 98,13 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\perp} < \tau_D$$

$$98,13 < 207 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$S_V$  [m<sup>2</sup>]

výpočtová plocha svaru

$\tau_{\perp}$  [MPa]

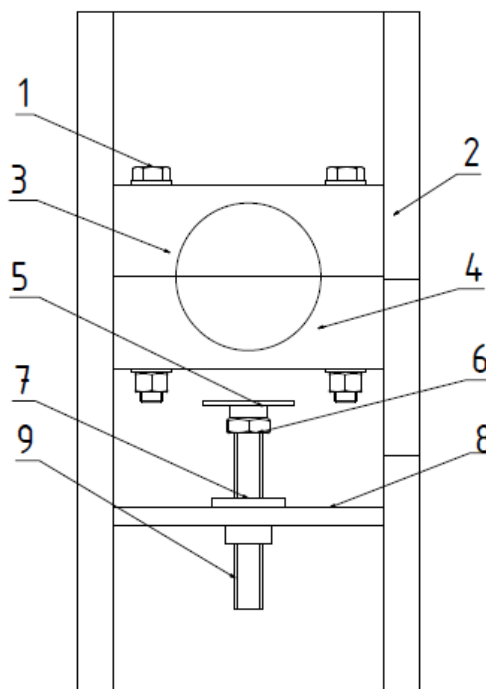
smykové napětí ve svaru

### 6.3 Přítlačné zařízení

Během výměny hlavního hydraulického válce je válec na začátku ve vodorovné poloze, viz kapitola 4.3. Po uvolnění spodní části uložení se čep válce uvolní a obsluha může s válcem pomocí manipulační techniky vymanévrovat z místa mezi nosnými I profily.

V následném textu popisuji funkci přítlačného zařízení, které je zobrazeno na obrázku 6.5. V textu používám označení pozic „poz. x“.

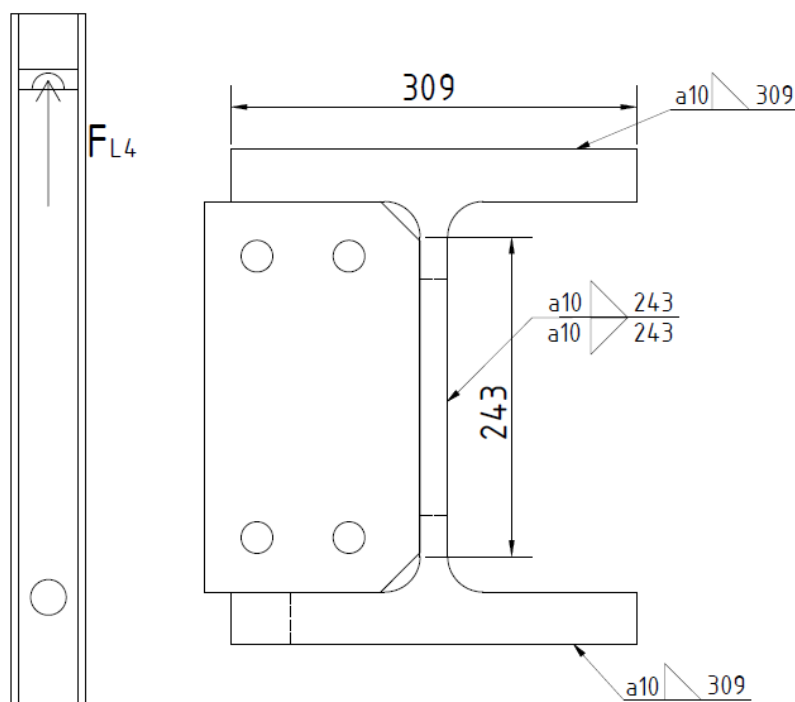
Během utahování a uvolňování šroubů (poz.1), které spojují horní (poz.3) a spodní část uložení (poz.4), musí obsluha přidržovat odnímatelnou spodní část, která váží 27 kg (zjištěno v programu Inventor professional). Z toho důvodu jsem navrhnul přítlačné zařízení, které usnadní obsluze výměnu válce tím, že během uvolňování a utahování šroubů přitlačí spodní a horní část uložení k sobě. Přítlačné zařízení se skládá ze závitové tyče (poz.9), která se pohybuje ve válcové matici (poz.7). Matice je zavařená v desce (poz.8), která je přivařená k nosnému profilu I (poz.2). Šestihranná matice (poz.6) je přivařená k závitové tyči a slouží k utažení přítlačného zařízení pomocí utahovacího klíče. Horní plech (poz.5) tvoří kontaktní plochu se spodní částí uložení.



Obrázek 6.5 Přítlačné zařízení

## 7 Výpočet svaru 2

V této kapitole bude vypočten svar, který spojuje horní konstrukci s nosnou konstrukcí návěsu, viz obr. 3.1 (kapitola 3). Je to jeden z nejvíce zatěžovaných svarů na zařízení, protože přenáší lisovací sílu. Materiál přídatného materiálu a metoda svařování jsou voleny stejně jak u výpočtu svaru v kapitole 6.2. Svar zatěhuje smykem síla  $F_{L4} = 392\,500$ , která působí směrem nahoru v místě uložení válce. Na obrázku 7.1 je zobrazen celý nosný profil v bokorysu (levá strana) a v půdorysu (pravá strana). Základní materiál svaru je ocel S355J2 s mezí kluzu  $R_e = 345$  MPa, viz příloha I. Výpočet je proveden pro statické namáhání svaru<sup>1</sup>. Součinitel bezpečnosti volím dvakrát větší  $k = 3$ , a to z toho důvodu, že tento svar spojuje dvě hlavní části zařízení. Velikost svaru volím  $a=10$ .



Obrázek 7.1 Výpočet svaru

### Dovolené napětí pro svary

$$\tau_D = \alpha \cdot \frac{R_e}{k} = 0,9 \cdot \frac{345}{3} \quad (7.1)$$

$$\tau_D = 103,5 \text{ MPa}$$

$\alpha$  [-] volen stejně jak v kapitole 6.2

$k$  [-] součinitel bezpečnosti - místo doporučené hodnoty 1,5 volím

$$k = 3$$

### Výpočet účinných délek koutového svaru

$$l_1 = 0,309 - 2 \cdot 0,006 = 0,297 \text{ m} \quad (7.2)$$

$$l_2 = 0,243 - 2 \cdot 0,006 = 0,231 \text{ m} \quad (7.3)$$

### Kontrola svaru 2 na smyk

$$\tau_{\perp} = \frac{F_{L4}}{2 \cdot S_{V1} + 2 \cdot S_{V2}} \quad (7.4)$$

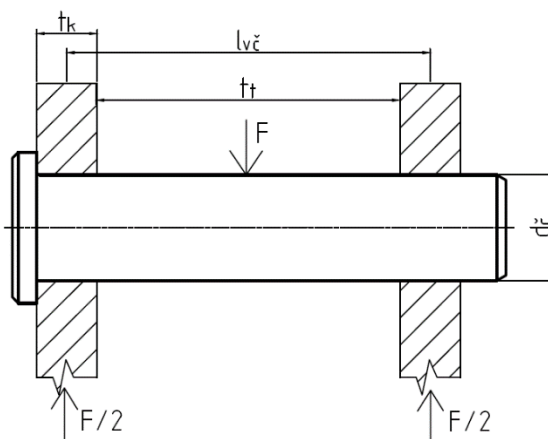
$$\tau_{\perp} = \frac{F_{L4}}{2 \cdot a \cdot l_1 + 2 \cdot a \cdot l_2} = \frac{392500}{2 \cdot 0,01 \cdot 0,297 + 2 \cdot 0,01 \cdot 0,231}$$

$$\tau_{\perp} = 37168560 \text{ Pa} = 37,17 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\perp} < \tau_D$$

$$37,17 \text{ MPa} < 103,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 8 Výpočet čepových spojení



Obrázek 8.1 Obecné rozměry čepů pro výpočty

V této kapitole jsem zkontroloval čepové spoje. Na začátku jsem určil průměry a délky čepů, které se odvíjí od konstrukční rozměrů zařízení. Následně jsem spočetl ohybové, smykové a pak redukované napětí a tlak ve styčných plochách. Pro čepy jsem zvolil materiály podle velikosti zatížení. Nakonec jsem dosažené výsledky napětí porovnal s dovolenými napětími daného materiálu.

## 8.1 Čep 1

Čep 1 spojuje lisovací příčník s hlavním hydraulickým válcem. Tento čep přenáší lisovací sílu z hydraulického válce na příčník. Působí na něj síla  $F_{L2} = 785000 \text{ N}$ , viz kapitola 4.1, z toho důvodu pro tento čep volím kvalitní materiál ocel 42CrMo4. Výpočtová délka čepu je  $l_{vč1} = 0,226 \text{ m}$ , průměr čepu je  $d_{č1} = 0,16 \text{ m}$ , šířka táhla je  $t_{t1} = 0,16 \text{ m}$  a šířka konzol jsou  $t_{k1} = 0,064 \text{ m}$ . Čep je uložen v kompozitovém pouzdru, viz příloha M. Z důvodu špatného přístupu k čepovému spoji jsem zvolil pouzdro, které nemusí být mazáno.

Materiál čepu 42Cr Mo4:

$R_e = 550 \text{ Mpa}$ ,  $R_m = 850$ , pro  $100 < d \leq 160$  viz příloha K

### Dovolené napětí

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{550}{1,7} \quad (8.1)$$

$$\sigma_{Do} = 323,53 \text{ MPa}$$

### Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (8.2)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_{L2} \cdot l_{vč1}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{č1}^3}{32}}}{\frac{\pi \cdot d_{č1}^3}{32}} = \frac{\frac{785000 \cdot 0,226}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,16^3}{32}}}{\frac{\pi \cdot 0,16^3}{32}}$$

$$\sigma_o = 11029561,9 \text{ Pa} = 110,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do}$$

$$110,3 \text{ MPa} \leq 323,53 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$\sigma_o$  [Mpa]

ohybové napětí

$R_e$  [Mpa]

mez kluzu materiálu

$k$  [N]

součinitel bezpečnosti<sup>1</sup> (1.6 až 1,7), volím  $k=1,7$

$M_O$  [N·m]

ohybový moment

$W_O$  [m<sup>3</sup>]

průřezový modul v ohybu

### Výpočet smykového napětí

$$\tau_S = \frac{\frac{F_{L2}}{2}}{S_{\check{c}1}} = \frac{\frac{785000}{2}}{\frac{\pi \cdot 0,16^2}{4}} \quad (8.3)$$

$$\tau_S = 19521348,49 \text{ Pa} = 19,52 \text{ MPa}$$

$$\tau_S \leq \tau_D$$

$$19,52 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$S_{\check{c}1}$  [mm<sup>2</sup>]

plocha průřezu čepu

$\tau_D$  [MPa]

dovolené smykové napětí materiálu 42Cr Mo4<sup>2</sup>

### Výpočet redukovaného napětí podle HMM

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_S^2} = \sqrt{110,3^2 + 3 \cdot 19,52^2} \quad (8.4)$$

$$\sigma_{RED} = 115,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{DO}$$

$$115,37 \text{ MPa} \leq 323,53 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Kontrola konzol na otláčení

$$p_{k1} = \frac{\frac{F_{L2}}{2}}{S_{k1}} \quad (8.5)$$

$$p_{k1} = \frac{\frac{F_{L2}}{2}}{t_{k1} \cdot d_{\check{c}1}} = \frac{\frac{785000}{2}}{0,064 \cdot 0,16}$$

$$p_{k1} = 38330078,13 \text{ Pa} = 38,33 \text{ MPa}$$

$$p_{k1} \leq p_{DOV}$$

$$38,33 \text{ MPa} \leq 140 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$S_{k1}$ [mm <sup>2</sup> ]	styčná plocha konzoly s čepem
$p_{DOV}$ [MPa]	dovolený tlak kluzného pouzdra <sup>13</sup>
$p_{k1}$ [Mpa]	napětí ve styčných plochách konzol

#### Kontrola čepu na otlačení

$$p_{k1} = \frac{F_{L2}}{S_{t1}} \quad (8.6)$$

$$p_{k2} = \frac{F_{L2}}{t_{t1} \cdot d_{\check{c}1}} = \frac{785000}{0,16 \cdot 0,16}$$

$$p_{k2} = 30664062,5 \text{ Pa} = 30,66 \text{ MPa}$$

$$p_{k2} \leq p_{DOV}$$

$$30,66 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$S_{t1}$ [mm <sup>2</sup> ]	styčná plocha táhla s čepem
$p_{DOV}$ [MPa]	dovolený tlak na otlačení materiálu 42CrMo4 <sup>7</sup>
$p_{k2}$ [Mpa]	napětí ve styčných plochách čepu

## 8.2 Čep 2

Čep 2 spojuje pohyblivou boční stěnu s teleskopickým hydraulickým válcem. Tento čep není nijak extrémně namáhán, působí na něj síla  $F_{B2} = 12262,5 \text{ N}$ , viz kapitola 4.1.3, z toho důvodu volím méně kvalitní materiál než pro čep 1, a to ocel 11700<sup>1</sup>. Výpočtová délka čepu je  $l_{v\check{c}2} = 0,1325 \text{ m}$ , průměr čepu je  $d_{\check{c}2} = 0,06 \text{ m}$ , rozměr táhla  $t_{t2} = 0,095 \text{ m}$  a rozměry konzol jsou  $t_{k2} = 0,0375 \text{ m}$ .

Výpočty totožné jak u výpočtů čepu 1, viz kapitola 7. Z toho důvodu zde budou vypsány pouze výsledky výpočtů.

#### Dovolené napětí

$$\sigma_0 = 19154960,55 \text{ Pa} = 19,15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_0 \leq \sigma_{DO}$$

$$19,15 \text{ MPa} \leq 230 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$\sigma_{DO}$  [MPa]

dovolené ohybové napětí materiálu 11700<sup>1</sup>

### **Výpočet smykového napětí**

$$\tau_S = 2168486 \text{ Pa} = 2,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_S \leq \tau_D$$

$$2,2 \text{ MPa} \leq 125 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$\tau_D$  [MPa]

dovolené smykové napětí materiálu 11700<sup>1</sup>

### **Výpočet redukovaného napětí podle HMM**

$$\sigma_{RED} = 19,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{DO}$$

$$19,52 \text{ MPa} \leq 230 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

### **Kontrola konzol na otláčení**

$$p_{k1} = 2725000 \text{ Pa} = 2,73 \text{ MPa}$$

$$p_{k1} \leq p_{DOV}$$

$$2,73 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$p_{DOV}$  [MPa]

dovolený tlak na otláčení materiálu S355J2<sup>7</sup>

### **Kontrola čepu na otláčení**

$$p_{k2} = 2151315,79 \text{ Pa} = 2,15 \text{ MPa}$$

$$p_{k2} \leq p_{DOV}$$

$$2,15 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$p_{DOV}$  [MPa]

dovolený tlak na otláčení materiálu 11700<sup>1</sup>

## 9 MKP

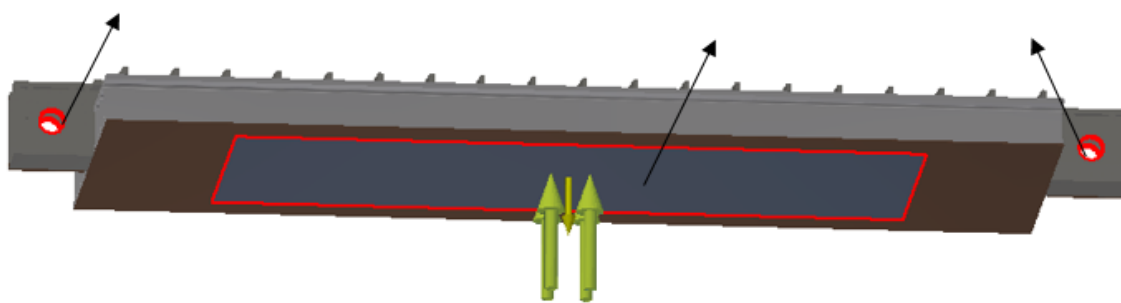
MKP analýzu jsem provedl v programu Autodesk Inventor Profesional 2016. Simulacím jsem podrobil nejvíce namáhané místa zařízení. Jsou to části lisu, které jsou namáhány lisovací silou. Materiál všech válcovaných profilů je ocel S355J2, s mezí kluzu  $R_e=345$  MPa, a materiál ostatních částí zařízení je ocel C45E s mezí kluzu  $R_e=430$  MPa. Tyto materiály byly vybrány z ohledem na výrobu válcovaných profilů a vypalovaných plechů firmy Feron a.s.<sup>1</sup>. Součinitel bezpečnosti pro výsledky výpočtů jsem zvolil  $k=2$ .

Vlastnosti použitých materiálů:

- S355J2:  $R_e = 345 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{DO} = 172,5 \text{ MPa}$
- C45E:  $R_e = 430 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{DO} = 215 \text{ MPa}$

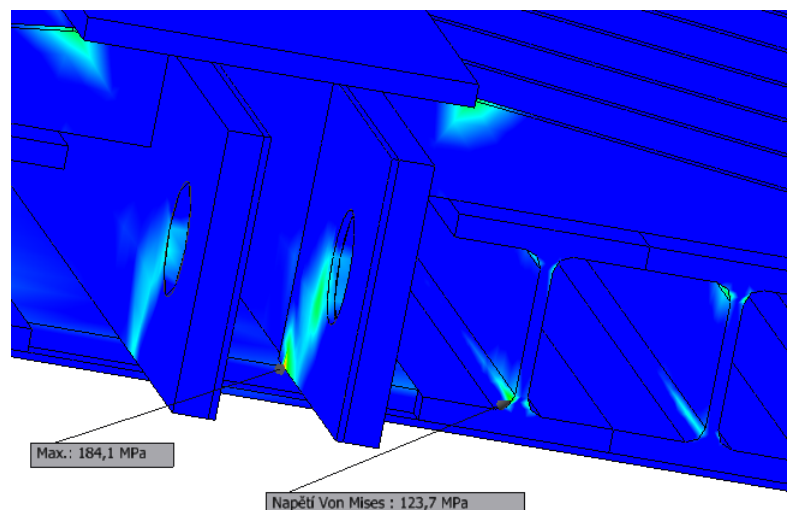
### 9.1 Lisovací příčník

Lisovací příčník je zatěžován lisovací silou  $F_L = 1\,570\,000 \text{ N}$ , kterou během procesu lisování přenáší z hydraulických válců na vrak. Lisovací síla působí na lisovací příčník v místě styku s vrakem. Pro simulaci jsem zatěžovanou plochu zmenšil na obdélník o rozměrech 1,6x4,4 m (viz obr. 9.1), a to z toho důvodu, že prostřední část je v reálné situaci zatěžována více než krajní části příčníku. Zatěžující lisovací sílu jsem převedl na zatížení tlakem. Vazby svorky jsem umístil v místě čepů, viz obr. 9.1, které spojují hlavní hydraulické válce s lisovacím příčníkem.



Obrázek 9.1 Lisovací příčník vazby a zatížení





**Obrázek 9.2 Lisovací příčník napětí**

Typ: Posunutí  
Jednotka: mm  
12.5.2019, 12:49:26  
7,81 Max.

6,302  
4,794  
3,286  
1,778  
0,27 Min.



**Obrázek 9.3 Lisovací příčník posunutí**

Výsledky simulace ukazují, že největší napětí (184,1 MPa) je v hlavním svařovaném nosníku, který je uprostřed lisovacího příčníku, viz obr 9.2. Ve válcovaných I profilech je největší napětí (123,7 MPa) na kraji lisovacího příčníku, viz obr. 9.2. Tyto hodnoty jsou menší než dovolené napětí pro dané materiály. Největší posunutí je uprostřed lisovacího příčníku a jeho hodnota je 7,81 mm.

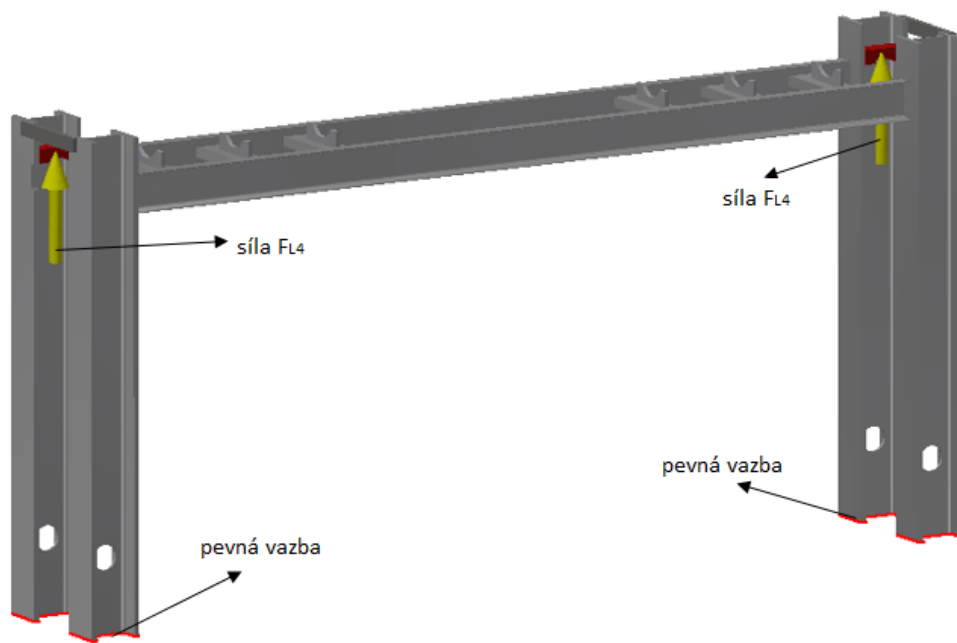
$$\sigma_o \leq \sigma_{Do}$$

$$184,1 \text{ MPa} \leq 215 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

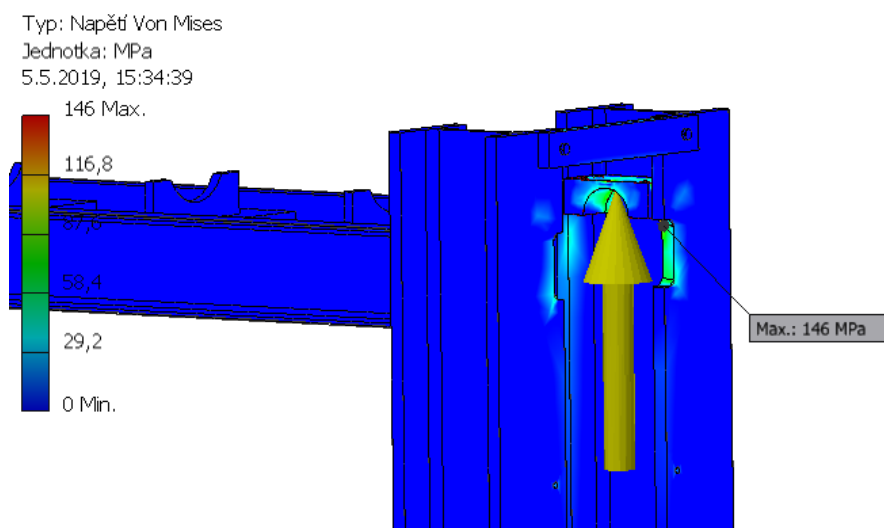
$$123,7 \text{ MPa} \leq 172,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 9.2 Horní konstrukce

Horní konstrukce lisu je zatěžována lisovací silami  $F_{L4} = 332\,500\text{ N}$ , které působí v místech uložení hlavních hydraulických válců. Pevné vazby jsou umístěny v místě svaření nosných I profilů k nosné konstrukci návěsu, viz obr. 9.4.



Obrázek 9.4 Horní konstrukce vazby a zatížení



Obrázek 9.5 Horní konstrukce napětí

Výsledky simulace ukazují, že největší napětí (146 MPa) je v nosném I profilu ve vyříznutém místě, které je tam z důvodu možností výměny hlavního hydraulického válce, viz obr. 9.5. Tato hodnota je menší než dovolené napětí materiálu S355J2. Největší posunutí je v místech uložení hlavních hydraulických válců a jeho hodnota je 0,529 mm.

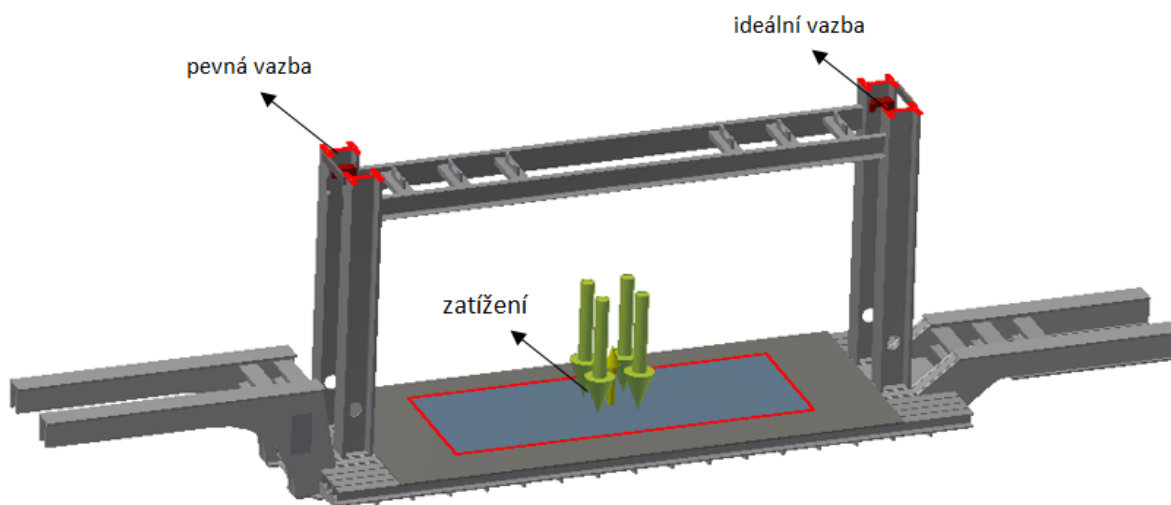
$$\sigma_o \leq \sigma_{Do}$$

$$146 \text{ MPa} \leq 172,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

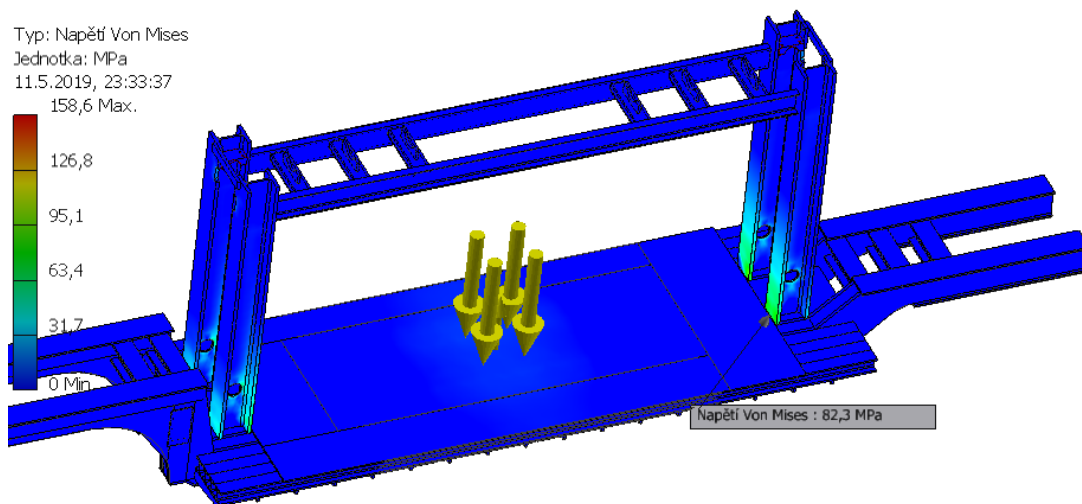
### 9.3 Nosná konstrukce návěsu

Nosná konstrukce návěsu tvoří podlahu lisu a je zatěžována lisovací silou

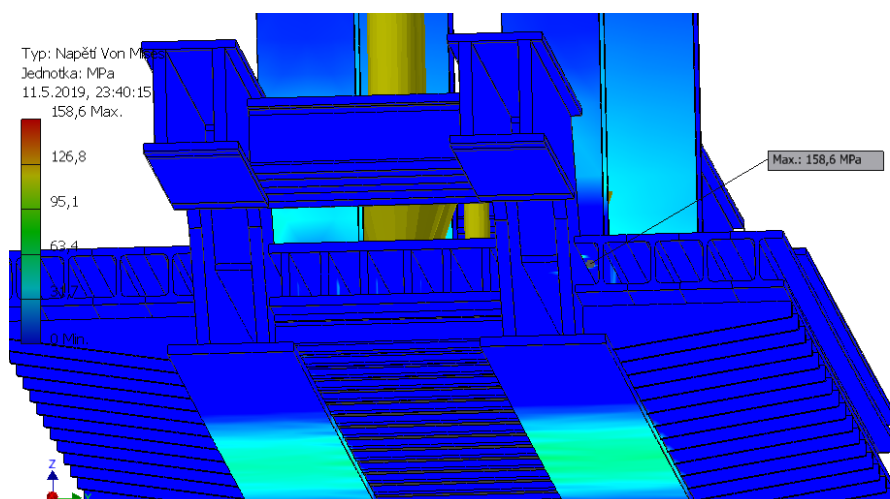
$F_L = 1\,570\,000 \text{ N}$ . V simulaci jsem zatěžovanou plochu opět zmenšil na obdélník o rozměrech 1,6 x 4 m. Zatěžující sílu jsem převedl na zatěžující tlak. Pevné a ideální vazby jsem umístil na horních plochách nosných I profilů, viz obr. 9.6. Proces lisování probíhá mezi nosnou konstrukcí rámu a horní konstrukcí, což takto umístěné vazby znázorňují.



**Obrázek 9.6 Nosná konstrukce vazby a zatížení**



**Obrázek 9.7 Nosná konstrukce napětí**



**Obrázek 9.8 Nosná konstrukce detail max. napětí**

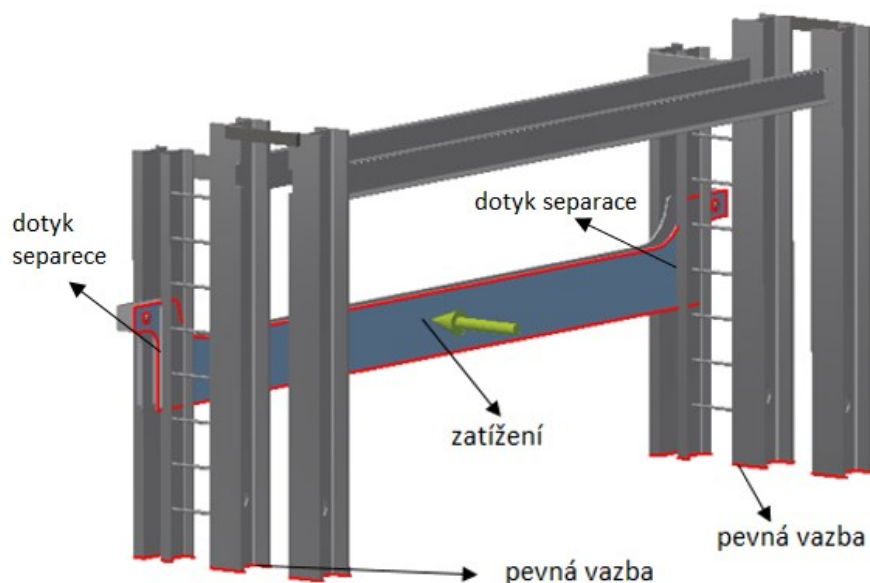
Výsledky simulace ukazují, že největší napětí (158,6 MPa) je ve spoji bočního pásu válcovaných profilů ke svařované skříni, viz obr. 9.8. Tato hodnota je menší než dovolené napětí materiálu S355J2. Na obrázku 9.7 je znázorněné maximální napětí ve spoji nosné konstrukce návěsu s horní konstrukcí (82,3 MPa). Tato hodnota je také menší, než dovolené napětí daného materiálu. Posunutí uprostřed nosné konstrukce návěsu je 5,74 mm. Tato simulace ukazuje, že nosná konstrukce návěsu je dostatečně tuhá.

$$\sigma_0 \leq \sigma_{D0}$$

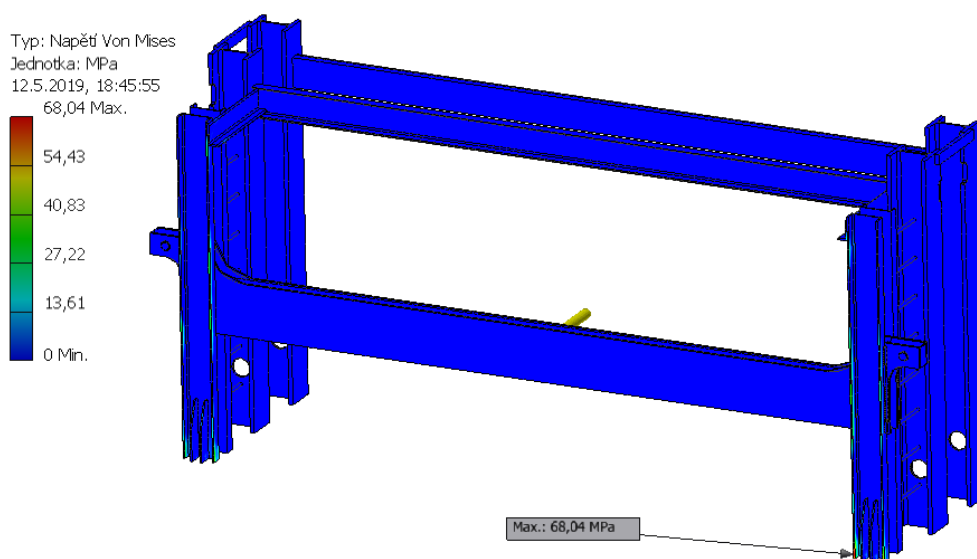
$$158,6 \text{ MPa} \leq 172,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 9.4 Boční stěna

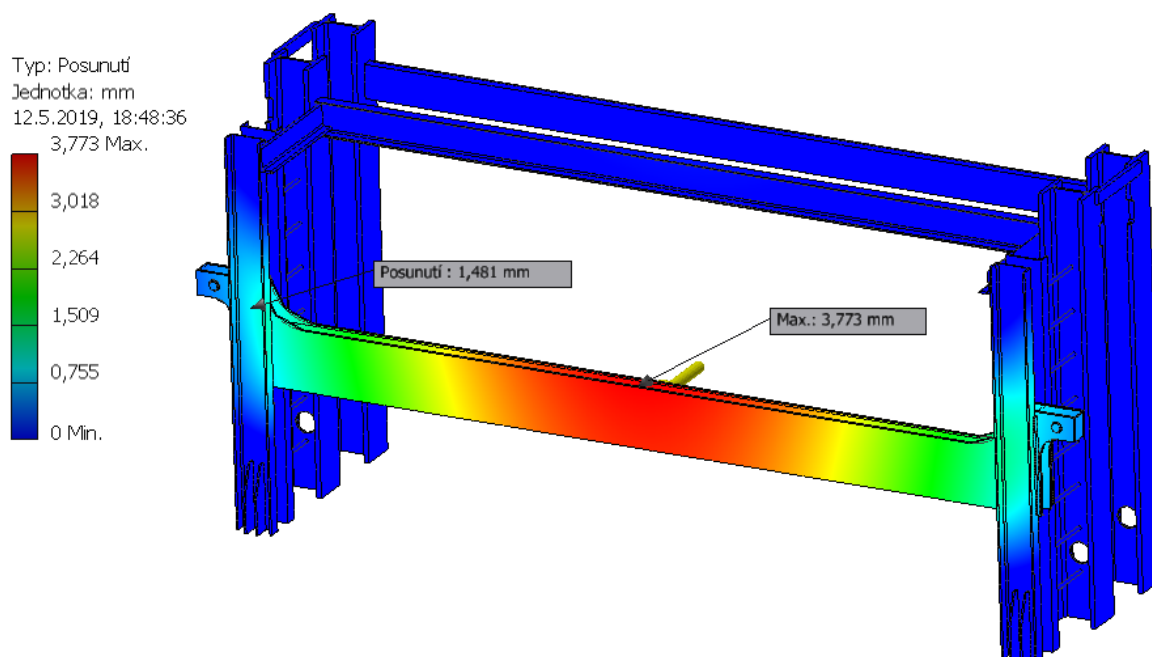
Na boční stěnu bude během procesu lisování působit síla, která bude způsobena zalomením boční části vraku, viz kapitola 2.3. Tuto sílu nedokážu určit pomocí výpočtů. Z toho důvodu jsem v simulacích zatěžoval boční stěnu postupně větší silou a zkoumal jsem napětí a posunutí, které dané zatížení způsobí. Pevné vazby jsem umístil do míst přivaření horní konstrukce k nosné konstrukci návěsu, viz obr. 9.9. Zatěžující sílu jsem umístil na střed stěny. Během simulací jsem umístil boční stěnu do výšky 1,2 m, což je kritická poloha pro U profily, o které se boční stěna opírá. Dotyk separace jsem umístil do styčných ploch boční stěny a U profilů, viz obr 9.9.



Obrázek 9.9 Boční stěna vazby a zatížení



Obrázek 9.10 Boční stěna napětí



**Obrázek 9.11 Boční stěna posunutí**

Pro tuto simulaci jsem zvolil zatěžující sílu  $F=25000$  N. Výsledky ukazují, že největší napětí (68,04 MPa) je v místě spoje U profilů s podlahou lisu, viz obr. 9.10. Největší posunutí je uprostřed boční stěny (3,773 mm), viz obr. 9.11. Průhyb bočních U profilů je 1,481 mm. Následně jsem zatěžující sílu zvýšil na  $F=50000$  N. Napětí se v kritickém místě zvýšilo na hodnotu 136,1 MPa a posunutí uprostřed stěny bylo 7,546 mm. Průhyb bočních U profilů se zvýšil na hodnotu 2,945 mm. Obě hodnoty maximálního napětí jsou menší než dovolené napětí ocele S355J2.

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do}$$

$$68,04 \text{ MPa} \leq 172,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$136,1 \text{ MPa} \leq 172,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 10 Závěr

Tato diplomová práce s názvem „Mačkadlo autovraků“ byla po obsahové stránce uspořádána s ohledem na zadání. Cílem práce bylo vypracovat projekčně-konstrukční návrh zařízení pro lisování částečně odstrojených autovraků.

Na začátku práce jsem provedl průzkum současné situace na trhu a zhodnotil parametry vybraných lisů na autovraky. V další části jsem stanovil požadavky, které by mělo navrhované zařízení splňovat. Mezi hlavní kritéria návrhu patří: rozměry zavážecí komory, zdvih lisovacího příčnicku, velikost lisovací síly, rychlost lisování, možnost převozu zařízení a schopnost zajistit šířku vraku. Následně jsem vypracoval návrhy variant řešení různých konstrukčních uzlů zařízení a vybral ty nejvhodnější. V této části práce jsem určil polohu a způsob práce hlavních hydraulických válců, osazení stroje na návěsu a způsob zajištění šířky vraku pomocí boční stěny. Následně jsem zpracoval konstrukční návrh lisu. V další kapitole jsem provedl silový rozbor zařízení. Zde jsem zkoumal, jaké síly působí na zařízení během procesu lisování. Dále jsem určil síly, které působí během sklápění hlavních hydraulických válců a síly působící na zařízení během převozu. V další části práce jsem pomocí výpočtů zvolil vhodné hydraulické válce a hydraulické čerpadlo tak, aby byla dosažená požadovaná lisovací síla. Následně jsem navrhnul uložení hydraulických válců s ohledem na zatížení a možnost demontáže. Také jsem popsal postup pro demontáž hydraulických válců. Dále jsem zkontroloval části zařízení, jako jsou čepy svary a šrouby. Poslední část práce jsem věnoval MKP analýze, díky které jsem v průběhu práce navrhoval hlavní části zařízení tak, aby vydržely zatížení lisovací silou. Jedním ze stěžejních bodů byl návrh lisovacího příčnicku. V této kapitole jsou zobrazeny simulace nejvíc zatěžovaných částí zařízení.

## **Poděkování**

Na tomto místě chci poděkovat panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kováři za čas, který se mnou strávil na konzultacích, během kterých mi poskytl cenné rady a připomínky pro psaní této diplomové práce. Dále chci poděkovat své rodině za podporu, kterou mi poskytovali během doby studia.



## 11 Literatura


- 1 Leinveber J. a Vávra P.: *Strojnické tabulky*. (čtvrté doplněné vydání). Úvaly: ALBRA, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- 2 KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-1290-8.
- 3 HORYL.P.: Statika a Dynamika – 2. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 1996 – 218s. ISBN 80-7078-971-9
- 4 Firma Rpj: *Rpj service s.r.o.* [online]. [cit. 2019-01-05]. Dostupné z: <https://www.rpj.cz>
- 5 Firma Aljon: *Aljon by C&C MFG* [online]. [cit. 2019-01-12]. Dostupné z: <https://www.aljon.com/>
- 6 Firma Overbuilt: *OVH Holdings, LLC DBA OverBuilt* [online]. [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: <https://www.overbuilt.com/>
- 7 Hutní materiál: *Ferona, a.s* [online]. [cit. 2019-02-27]. Dostupné z: <https://www.ferona.cz>
- 8 Hydraulické válce: *Bosch Rexroth, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2019-02-27]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com>
- 9 Svařovací materiál OK TUBROD 14.04 *ESAB VAMBERK, s.r.o. člen koncernu* [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://esab.cz/>
- 10 Hydraulické komponenty. *CS Technika s.r.o.* [online]. [cit. 2019-02-27]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/>
- 11 Hydraulické válce: *Fisatech. s r.o.* [online]. [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: <http://www.fisatech.sk/>
- 12 Kontejnery s moduly: *CONTAINEX Container-Handelsgesellschaft m.b.H.* [online]. [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: <http://www.containex.cz>
- 13 Kluzná pouzdra: *Midol, s.r.o.* [online]. [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <https://www.midol.cz>
- 14 Test brzdění motorových vozidel [online]. In: [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: [https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/test-brzdeni-motorovych-vozidel.A151001\\_114211\\_automoto\\_hig?](https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/test-brzdeni-motorovych-vozidel.A151001_114211_automoto_hig?)
- 15 Příručka technika Inventor: [online]. [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <http://help.autodesk.com/view/INVENTOR/2016/CSY/?guid=GUID-C2452393-D245-49DA-AFBC-9E67830ECEEF>

## **12 Přílohy**


Příloha A	Lis na vraky od firmy Overbuilt
Příloha B	Opěrné nohy návěsu
Příloha C	Ruční navíjecí kladka Dragon Winch
Příloha D	Výpočet zajišťovacích šroubů
Příloha E	Katalogový list hydraulického válce z firmy Bosh Rexroth
Příloha F	Katalogový list hydraulického válce katalog firmy Fisatech
Příloha G	Katalogový list hydraulického čerpadla firmy Hydrocom
Příloha H	Výpočet počtu šroubů pro uložení hydraulického válce
Příloha I	Přídavný materiál pro svařování od firmy ESAB
Příloha J	Karta vlastnosti materiálu S355J2 od výrobce Bozano s.r.o.
Příloha K	Karta vlastnosti materiálu 42CrMo4 od výrobce Bozano s.r.o.
Příloha L	Karta vlastnosti materiálu C45E od výrobce Bozano s.r.o.
Příloha M	Kluzné pouzdro
Příloha N	Výkresová dokumentace
Příloha O	CD

## Příloha A

Lis na autovraky firmy Overbult



**1-800-548-6469**  
1-605-352-6469  
780 West Park Avenue NW, Huron, SD 57350  
[www.overbuilt.com](http://www.overbuilt.com)




### Standard Features

- ⇒ No set-up time, just lower the lid and drive away.
- ⇒ Diesel engine. With safety shutdown gauges, electric idle up, cold weather package including a headbolt heater, heavy-duty air cleaner and heavy-duty radiator.
- ⇒ 400-Gallon fuel tank. With the optional 12V-fuel transfer pump you can also fuel your loader with ease.
- ⇒ Advanced oil recovery system with dual sludge traps, water separating valve and 400 gallon 'on board' waste oil storage tank.
- ⇒ After sandblasting we apply a 2-part urethane primer, then finish with a UV resistant 2-part urethane top coat. This automotive like finish will keep that machine looking like new for years to come.
- ⇒ Safety locks that can easily be placed to prevent the deck from falling.
- ⇒ Valves and engine controls are located in a lockable cabinet that also offers additional storage.
- ⇒ Marker lights on either side of the crushing chamber are spring mounted.

### Specifications

<b>Crusher Opening:</b>	
Height (raised)	10'
Height (lowered)	24"
Width	7'6"
Length	20'3"
Travel	8'
<b>Cylinders:</b>	
Bore	10"
Rod	4"
Travel	96"
Pressure	2500psi
<b>Crushing Force</b>	<b>159 Tons</b>
<b>Overall:</b>	
Weight	60,000lbs
Length	43'
Travel Height	13'5"
Ground Clearance	16"



### Optional Oil Bypass System with 2-1/2" cylinder ports

Most manufacturers prefer to use lots of horsepower to make their crushers work fast. At OverBuilt, we prefer to use a little physics instead.

The high-speed option includes a 2-1/2" pilot operated valve and cylinders that have 2.5" oil ports. This bypass system allows oil to be transferred between the top and bottom cylinder ports, without having to go back through the main control valve.

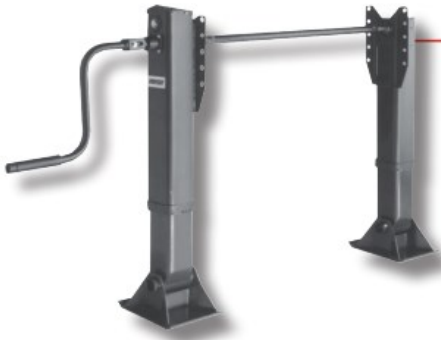
When you raise the deck 27 gallons of hydraulic oil in the top of the cylinder transfer to the bottom. Add only 5 gallons of oil from the pump and in just 8 seconds you've put 32 gallons of oil in the bottom of the cylinder. Raising the deck in just 8 seconds is even more impressive when you consider we have 2 foot more stroke than most crushers. This puts your actual cylinder port oil flow at over 200 gallons per minute.

Going down, oil in the bottom of your cylinder is forced into the top. Since there is more oil in the bottom than the top, the excess oil is sent back to the tank. With the high-speed system we are able to move the deck up or down at about 1 foot per second, compared to just inches per second with a standard system.

A small metering valve allows you to adjust the distance the lid falls in the high-speed mode. The factory setting is 4 feet, after which the deck lowers the final 4 feet at the slower crushing speed.

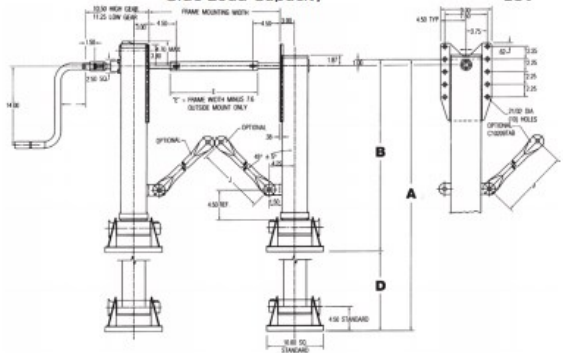
**Příloha B**

**Opěrné nohy návěsu**



**Load Capacities per pair**

Lifting capacity	22t
Static load	72t
Side Load Capacity	13t



**Jost A400**

Model.	Height (mm)	Max. Lift (mm)
14"	734 mm	355 mm
17"	803 mm	432 mm
19"	854 mm	483 mm

## **Příloha C**

Ruční navíjecí kladka Dragon Winch

### **Dvourychlostní ruční naviják DRAGON WINCH DWK 35V**



#### **Parametry ručního navijáku DWK 35V**

Max. tažná síla: 1600 kg (3500 lb)

Délka lana: 10 m

Tloušťka lana: 6,0 mm

#### **Certifikace:**

Prohlášení o shodě C E

Směrnice EC 98/37/EC

## Příloha D

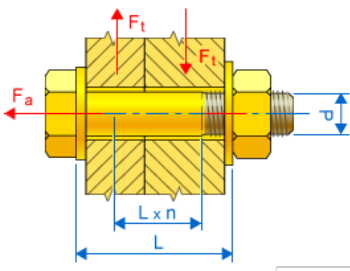
### Výpočet zajišťovacích šroubů

Generátor komponent – šroubové spoje

Návrh Výpočet Výpočet únavy materiálu

Typ pevnostního výpočtu  
Kontrolní výpočet

Zatížení



Maximální axiální síla  $F_a$  0  
Maximální obvodová síla  $F_t$  32091  
Součinitel těsnosti  $k$  1,50 ul  
Součinitel vstupní síly  $n$  0,5 ul  
Souč. tření ve spoji  $f$  0,80 ul  
Požadovaný součinitel bezpečnosti  $k_s$  2,00 ul

Materiál desek  
☐ Vlastní  
Modul pružnosti v tahu  $E_2$  206700 MPa

Vlastnosti spoje  
Funkční šířka  $L$  94,5

Šroub  
Počet šroubů  $z$  2 ul  
Průměr závitu  $d$  30,000 mm  
Stoupání závitu  $p$  2 mm  
Střední průměr šroubu  $d_s$  28,701 mm  
Minimální průměr šroubu  $d_{min}$  27,546 mm

Materiál šroubu  
☐ Vlastní  
Mez kluzu v tahu  $S_y$  640 MPa  
Modul pružnosti v tahu  $E_1$  206700 MPa  
Dovolený tlak v závitu  $p_a$  150 MPa  
Souč. tření v závitu  $f_1$  0,15 ul  
Souč. tření v dosedací ploše  $f_2$  0,8 ul

Výsledky

$F_v$	30085,313 N
$F_{max}$	30085,313 N
$M_u$	590,879 N m
$\sigma_t$	50,482 MPa
$\tau_k$	143,973 MPa
$\sigma_{red}$	254,427 MPa
$\sigma_{max}$	50,482 MPa
$p_c$	25,493 MPa
$k_{sc}$	2,51546 ul

Vypočítat OK Storno Použít >>

## Příloha E

Katalogový list hydraulického válce od firmy Bosh Rexroth

- označení válce CDH2MF3\_220\_160\_2000A3X\_M11CFEMW

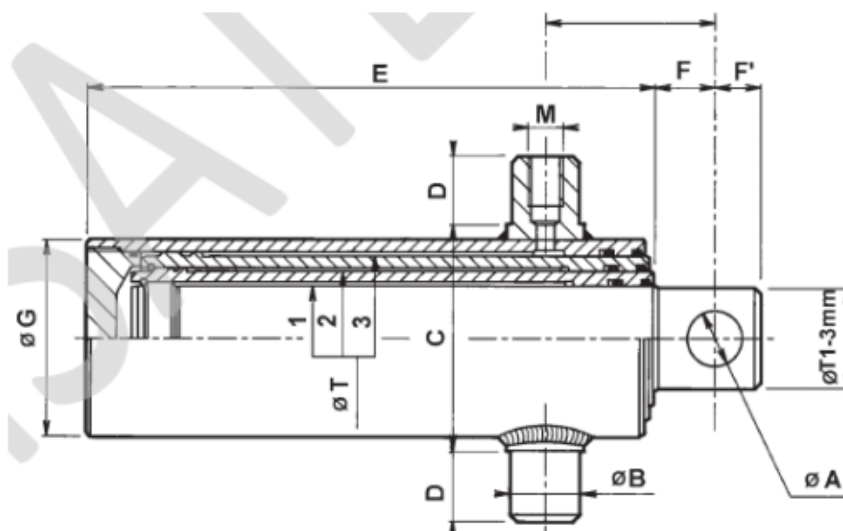
### Diameters, areas, forces, flow

Piston	Piston rod	Area ratio	Areas			Force at 250 bar <sup>1)</sup>			Flow at 0.1 m/s <sup>2)</sup>			max. available stroke length
ØAL mm	ØMM mm	$\phi$ $A_1/A_3$	$A_1$ cm <sup>2</sup>	$A_2$ cm <sup>2</sup>	$A_3$ cm <sup>2</sup>	$F_1$ kN	$F_2$ kN	$F_3$ kN	$q_{V1}$ l/min	$q_{V2}$ l/min	$q_{V3}$ l/min	mm
40	25 28	1.64 1.96	12.56	4.90 6.16	7.65 6.40	31.40	12.25 15.40	19.12 16.00	7.5	2.9 3.7	4.6 3.8	2000
50	32 36	1.69 2.08	19.63	8.04 10.18	11.59 9.45	49.10	20.12 25.45	28.98 23.65	11.8	4.8 6.1	7.0 5.7	2000
63	40 45	1.67 2.04	31.17	12.56 15.90	18.61 15.27	77.90	31.38 39.75	46.52 38.15	18.7	7.5 9.5	11.2 9.2	2000
80	50 56	1.66 1.96	50.26	19.63 24.63	30.63 25.63	125.65	49.07 61.55	76.58 64.10	30.2	11.8 14.8	18.4 15.4	2000
100	63 70	1.66 1.96	78.54	31.16 38.48	47.38 40.06	196.35	77.93 96.20	118.42 100.15	47.1	18.7 23.1	28.4 24.0	3000
125	80 90	1.69 2.08	122.72	50.24 63.62	72.48 59.10	306.75	125.62 159.05	181.13 147.70	73.6	30.1 38.2	43.5 35.4	3000
140	90 100	1.70 2.04	153.94	63.62 78.54	90.32 75.40	384.75	159.05 196.35	225.70 188.40	92.4	38.2 47.1	54.2 45.3	3000
160	100 110	1.64 1.90	201.06	78.54 95.06	122.50 106.00	502.50	196.35 237.65	306.15 264.85	120.6	47.1 57.0	73.5 63.6	3000
180	110 125	1.60 1.93	254.47	95.06 122.72	159.43 131.75	636.17	237.65 306.80	398.52 329.37	152.7	57.0 73.6	95.7 79.1	3000
200	125 140	1.64 1.96	314.16	122.72 153.96	191.44 160.20	785.25	306.80 384.90	478.45 400.35	188.5	73.6 92.4	114.9 96.1	3000
220	140 160	1.68 2.12	380.1	153.96 201.0	226.2 179.1	950.3	384.9 502.6	565.5 447.7	228.1	92.4 120.7	135.7 107.4	6000
250	160 180	1.69 2.08	490.8	201.0 254.4	289.8 236.4	1227.2	502.6 636.2	724.5 590.0	294.5	120.7 152.7	173.8 141.8	6000
280	180 200	1.70 2.04	615.7	254.4 314.1	361.3 301.6	1539.4	636.2 785.4	903.2 753.9	369.4	152.7 188.5	216.7 180.9	6000
320	200 220	1.64 1.90	804.2	314.1 380.1	490.1 424.2	2010.6	785.4 950.3	1225.2 1060.3	482.5	188.5 228.1	294.0 254.4	6000



## Příloha F

Katalogový list hydraulického válce katalog od firmy Fisatech



### JEDNOCINNÉ TELESKOPICKÉ VALCE

#### ŠTANDARDNÉ

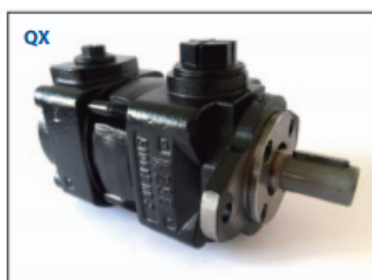
Kod	Y			Ø T					ZDVIH	A	B	C	D	E	F	F'	G	M	Vol. (L)	VAHA kg	*ton.	Číslo úložní
	H	I	R	1	2	3	4	5														
294	100	-	283	45	61				390	26	25	98	25	293	30	25	80	16x1,5	1,0	10,4	2,5	00
295	100	-	338	45	61				500	26	25	98	25	348	30	25	80	16x1,5	1,3	12,3	2,5	00
296	107	-	399	45	61				620	26	40	100	40	409	30	25	80	1/2	1,6	15,1	3	0
267	100	-	439	45	61				700	26	40	100	40	449	30	25	80	1/2	2	16,3	3	0
298	107	-	499	45	61				820	26	40	100	40	509	30	25	80	1/2	2,1	18,2	3	0
201	107	-	396	61	76				595	31	45	115	45	406	30	25	95	1/2	2,5	23	3,5	1
202	107	-	496	61	76				795	26	45	115	45	506	30	25	95	1/2	3,3	26	3,5	1
203	107	197	589	68	88				950	36	45	128	45	594	40	30	108	1/2	5,1	40	5	1
204	107	194	584	68	107				930	36	45	148	45	589	40	30	128	1/2	7,8	41	7	2
305	110	-	283	45	61	76			570	26	45	115	45	293	30	25	95	1/2	1,9	15,4	5	1
306	110	-	399	45	61	76			910	26	45	115	45	409	30	25	95	1/2	3,1	20,8	5,5	1
307	110	200	391	61	76	91			875	31	45	128	45	406	30	25	108	1/2	4,5	26	5	1
308	110	200	454	61	76	91			1060	36	45	128	45	469	30	30	108	1/2	5,5	30,1	6	1
310	110	200	413	68	88	107			895	36	45	148	45	418	40	30	128	1/2	6,2	37	6	2
311	110	200	502	68	88	107			1160	36	45	148	45	507	40	30	128	1/2	8,0	45	6	2
312	110	200	548	68	88	107			1300	36	45	148	45	553	40	30	128	1/2	9,0	49	7	2
313	110	200	540	88	107	126			1260	36	45	170	45	545	40	30	150	1/2	12,6	55	8	3
314	110	200	494	88	107	126			1125	36	45	170	45	499	40	30	150	1/2	11,2	52	9	3
315	110	200	579	88	107	126			1380	36	45	170	45	584	40	30	150	1/2	13,8	58	9	3
316	110	200	-	88	107	126			1710	45	45	170	45	694	50	35	150	1/2	17	72	10	3
317	-	200	-	107	126	147			1670	45	50	198	50	699	50	35	178	1/2	23,2	99	14	4
445	113	203	394	45	61	76	91		1190	26	45	128	45	409	30	25	108	1/2	5	25	6	1
447	113	209	449	61	76	91	107		1380	36	45	148	45	464	30	30	128	1/2	8,4	40	7	2
418	113	-	-	68	88	107	126		910	36	45	170	45	349	40	30	150	1/2	7,7	43	9	3
419	113	203	497	68	88	107	126		1520	36	45	170	45	502	40	30	150	1/2	12,9	61	10	3
420	113	203	543	68	88	107	126		1705	36	45	170	45	548	40	30	150	1/2	14,5	64	12	3
421	113	203	582	68	88	107	126		1860	36	45	170	45	587	40	35	150	1/2	15,8	71	12	3
451	113	203	-	68	88	107	126		2305	36	45	170	45	697	50	35	150	1/2	19,7	81	13	3
422	-	203	494	88	107	126	147		1470	45	50	198	50	507	50	35	178	1/2	17,6	77	12	4
423	-	203	579	88	107	126	147		1810	45	50	198	50	592	50	35	178	1/2	21,7	88	14	4
424	-	203	-	88	107	126	147		2250	45	50	198	50	702	50	35	178	1/2	27	103	16	4
425	-	203	-	107	126	147	170		2200	45	50	238	50	702	50	35	204	1/2	36	134	24	5
426	-	203	-	107	126	147	170		1760	45	50	238	50	592	50	35	204	1/2	29,5	116	22	5
429	-	203	-	107	126	147	170		2590	45	50	238	50	802	50	35	204	1/2	46	130	25	5
525	-	206	-	88	107	126	147	170	1805	45	50	238	50	510	50	35	204	1/2	25,8	104	19	5
526	-	206	-	88	107	126	147	170	2230	45	50	238	50	595	50	35	204	1/2	31,9	120	20	5
527	-	206	-	88	107	126	147	170	2780	45	50	238	50	705	50	35	204	1/2	39,9	140	22	5
528	-	206	-	88	107	126	147	170	2035	45	50	238	50	556	50	35	204	1/2	29	111	20	5

\* Max. síla vysuvania



## Příloha G

### Katalogový list hydraulického čerpadla od firmy Hydrocom



Čerpadla QX

Geom.objem		Průtok	Typ	Tlak	Výkon	Max. otáčky	Typ	Tlak	Výkon	Max. otáčky	Typ	Tlak	Výkon	Max. otáčky
nomin. (ccm/ot)	efekt. (ccm/ot)	při 1450 ot/min (l/min.)	jedenstupeň	Nominál. / špičkový (bar)	při 1450 oV min. (kW)	(ot/min)	dvastupně	Nominál. / špičkový (bar)	při 1450 ot/min (kW)	(ot/min)	třístupně	Nominál. / špičkový (bar)	při 1450 ot/min (kW)	(ot/min)
005	5,1	7,4					QX22-Q05	210/250	2,7	5000	QX23-005	320/400	4,1	5000
006	6,3	9,1					QX22-006	210/250	3,2	5000	QX23-006	320/400	4,9	5000
008	8,0	11,5					QX22-Q08	210/250	4,3	5000	QX23-008	320/400	6,6	5000
010	10,3	14,9	QX21-010	160/210	4,1	4500	QX32-010	210/250	5,4	4300	QX33-010	320/400	8,2	4300
012	12,6	18,3	QX21-Q12	125/160	4,1	4000	QX32-Q12	210/250	6,5	4300	QX33-012	320/400	9,8	4300
016	15,9	23,0	QX21-Q16	100/125	4,1	3600	QX32-Q16	210/250	8,6	4300	QX33-016	320/400	13,1	4300
020	20,0	29,0	QX31-Q20	160/210	8,2	3600	QX42-Q20	210/250	10,8	3600	QX43-020	320/400	16,4	3600
025	25,3	36,7	QX31-Q25	125/160	8,2	3250	QX42-Q25	210/250	13,4	3600	QX43-025	320/400	20,5	3600
032	31,3	45,2	QX31-032	100/125	8,2	3000	QX42-032	210/250	17,2	3600	QX43-032	320/400	26,2	3600
040	40,7	59,0	QX41-Q40	160/210	16,4	3000	QX52-040	210/250	21,5	3000	QX53-040	320/400	32,8	3000
050	50,3	72,9	QX41-050	125/160	16,4	2600	QX52-050	210/250	26,9	3000	QX53-050	320/400	41,0	3000
063	64,7	93,8	QX41-Q63	100/125	16,4	2300	QX52-Q63	210/250	33,9	3000	QX53-063	320/400	51,6	3000
080	78,6	114,0	QX51-Q80	160/210	32,8	2300	QX62-Q80	210/250	43,0	2300	QX63-080	320/400	65,6	2300
100	101,1	146,0	QX51-100	125/160	32,8	2100	QX62-100	210/250	53,8	2300	QX63-100	320/400	82,0	2300
125	127,3	184,0	QX51-125	100/125	32,8	1800	QX62-125	210/250	67,2	2300	QX63-125	320/400	102,5	2300
160	160,5	232,0	QX61-160	160/210	64,6	1800	QX82-160	210/250	86,1	1800	QX83-160	320/400	131,2	1800
200	202,1	293,0	QX61-200	125/160	64,6	1800	QX82-200	210/250	107,6	1800	QX83-200	320/400	163,9	1800
250	249,7	362,0	QX61-250	100/125	64,6	1800	QX82-250	210/250	134,5	1500	QX83-250	320/400	205,0	1500
315	326,0	472,0	QX81-315	160/210	129,1	1800								
400	402,6	583,0	QX81-400	125/160	129,1	1500								
500	498,5	722,0	QX81-500	100/125	129,1	1500								

## Příloha H

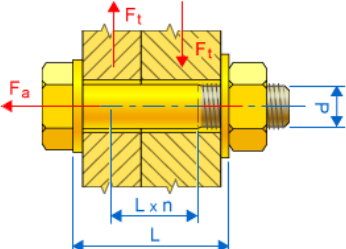
### Výpočet počtu šroubů pro uložení hydraulického válce v programu Inventor professional 2016

Generátor komponent – šroubové spoje

Návrh Výpočet Výpočet únavy materiálu

Typ pevnostního výpočtu  
Návrh počtu šroubů

Zatížení



Maximální axiální síla  $F_a$  392500 N  
Maximální obvodová síla  $F_t$  0 N  
Součinitel těsnosti  $k$  1,50 ul  
Součinitel vstupní síly  $n$  0,50 ul  
Souč. tření ve spoji  $f$  0,8 ul  
Požadovaný součinitel bezpečnosti  $k_s$  2,00 ul

Materiál desek  
☐ Vlastní  
Modul pružnosti v tahu  $E_2$  206700 MPa

Vlastnosti spoje  
Funkční šířka  $L$  200,000 mm

Šroub  
Počet šroubů  $z$  7 ul  
Průměr závitu  $d$  42,000 mm  
Stoupání závitu  $p$  2 mm  
Střední průměr šroubu  $d_s$  40,701 mm  
Minimální průměr šroubu  $d_{min}$  39,546 mm

Materiál šroubu  
☐ Vlastní  
Mez kluzu v tahu  $S_y$  640 MPa  
Modul pružnosti v tahu  $E_1$  206700 MPa  
Dovolený tlak v závitu  $p_a$  150 MPa  
Souč. tření v závitu  $f_1$  0,18 ul  
Souč. tření v dosedací ploše  $f_2$  0,8 ul

Výsledky

$z$	7 ul
$F_v$	77947,217 N
$F_{max}$	84107,143 N
$M_u$	2193,851 N m
$\sigma_t$	63,460 MPa
$\tau_k$	180,660 MPa
$\sigma_{red}$	319,282 MPa
$\sigma_{max}$	68,475 MPa
$p_c$	35,977 MPa
$k_{sc}$	2,00450 ul

Vypočítat OK Storno Použít >>

Příloha I

Přídavný materiál pro svařování od firmy ESAB Vamberk, s.r.o.

OK TUBROD 14.01

PŘEHLED DOKUMENTY A SPECIFIKACE INFORMACE O OBJEDNÁNÍ



Typické vlastnosti v tahu			
As welded			
Mez pevnosti v tahu	Mez skluzu	Ochranný plyn	Prodloužení
595 MPa	489 MPa	M21 shielding gas	26 %

Vrubová houževnatost			
Ochranný plyn	Podmíněný příkaz	Testovací teplota	Vrubová houževnatost
M21 shielding gas	As welded	-20 °C	98 J

Chemické složení svarového kovu			
IMPERIAL_M21 shielding gas			
0.53 %	0.53 %	0.53 %	0.53 %

Údaje ukládání				
A	Produktivita	Průměr	Rychlost podávání drátu	V
100-320 A	1.3-7.5 kg/h	1.2 mm	1.8-12.0 m/min	16-32 V

Schválení:	CE; EN 13479
Klasifikace:	SFA/AWS A5.36; E71T15-M21A0-G; Weld Metal; EN ISO 17632-A; T 42 2 Z M M21 2 H10; Weld Metal

Karta vlastnosti materiálu S355J2 od výrobce Bozano s.r.o.

Přehled vlastností oceli S355J2						1.0577		
Druh oceli	Nelegovaná jakostní konstrukční ocel							
TDP	ČSN EN 10025-2: 2005							
Dřívější označení	S355J2G4 podle EN 10025: 1990 +A1: 1993; St 52-3 N podle DIN 17100; 11 503 podle ČSN							
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	C max. pro tloušťku v mm			Mn	Si	P	S	N
	≤ 16	>16≤40	>40 <sup>1)</sup>	max.	max.	max.	max.	max.
	0,20 <sup>3)</sup>	0,20 <sup>4)</sup>	0,22	1,60	0,55	0,025	0,025	-
Složení hotového výrobku	0,23 <sup>5)</sup>	0,23 <sup>4)</sup>	0,24	1,70	0,60	0,035	0,035	-
Mechanické vlastnosti pro zkoušky v podélném směru	Minimální mez kluzu R <sub>eH</sub> MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :							
	≤16	>16≤40	>40≤63	>63≤80	>80≤100	>100≤150	>150≤200	>200≤250
	355	345	335	325	315	295	285	275
	Pevnost v tahu R <sub>m</sub> MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :							
	≥3 ≤ 100			> 100 ≤ 150		> 150 ≤ 250		
	470-630			450-600		450-600		
	Minimální tažnost v % ( L <sub>0</sub> = 5.65√S <sub>0</sub> ) pro výrobky jmenovité tloušťky v mm v <sup>6)</sup> :							
	≥ 3 ≤ 40		> 40 ≤ 63	> 63 ≤ 100		> 100 ≤ 150		> 150 ≤ 250
	22		21	20		18		17
	Minimální nárazová práce KV ( J ) při - 20° C pro výrobky jmenovité tloušťky v mm <sup>4b)7)</sup> :							
	≤ 150				>150 ≤ 250			
	27 <sup>6)</sup>				27 <sup>6)</sup>			
Maximální hodnota CEV <sup>3)</sup>	Pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:							
	≤ 30		> 30 ≤ 40		> 40 ≤ 150		> 150 ≤ 250	
	0,45		0,47		0,47		0,49 <sup>7)</sup>	
Technologické vlastnosti								
Svařitelnost	Vhodná ke svařování všemi obvyklými postupy svařování. S rostoucí tloušťkou výrobku a rostoucí hodnotou uhlíkového ekvivalentu se zvyšuje riziko výskytu trhlin za studena v oblasti svaru. Je účelné dbát doporučení, stanovující podmínky pro svařování, jak je ku příkladu uvádí ECSC IC 2 ( EN 1011 ).							
Tváření za tepla	Jsou-li dodané výrobky dále tvářené za tepla, splňují uvedené mechanické hodnoty pouze po následném normalizačním žitíhání.							
Tvářitelnost za studena	Ocel určená pro tváření za studena musí být označena písmenem C ( S355JOC ). To se týká i tažení za studena.							

## Příloha K

Karta vlastností materiálu 42CrMo4 od výrobce Bozano s.r.o.

Přehled vlastností oceli 42CrMo4 ( 42CrMoS4 )										1.7225 (1.7227)							
Druh oceli	Nízkoalokovaná ušlechtilá chrom - molybdenová ocel k zušlechťování																
TDP	ČSN EN 10083-3: 2007																
Dřívější označení	42CrMo4 ( 42CrMoS4 ) podle ČSN EN 10083-1: 1991+A1: 1996; 42CrMo4 ( 42CrMoS4 ) podle DIN 17200, 15 142 podle ČSN																
Použití	Ocel s vyšší prokalitelností pro výše namáhané strojní díly. Po zakalení dosahuje tvrdosti přibližně 58 HRC.																
	Do průměru 100 mm lze po zušlechťení docílit pevnosti nad 1000 MPa při ještě dostatečné houževnatosti. Není náchylná k popouštění křehkosti. Kalí se do méně razantního kalicího prostředí, poněvadž je náchylná ke vzniku kalických trhlin v místech s vrubovým účinkem nebo povrchových vad. V kaleném stavu dobře odolává opotřebení. Patří k nejčastěji používané oceli k zušlechťování.																
Chemické složení v hmot. % ( rozbor tavby )	C	Si max.	Mn	P max.	S max. <sup>1)</sup>	Cr	Mo	Ni	V								
	0,38 – 0,45	max. 0,40	0,60 – 0,90	max. 0,025	max. 0,035	0,90 – 1,20	0,15 – 0,30	-	-								
Složení hotového výrobku <sup>2)</sup>	0,36 – 0,47	max. 0,43	0,56 – 0,94	max. 0,030	max. 0,040	0,85 – 1,25	0,12 – 0,33	-	-								
Mechanické vlastnosti v zušlechťném stavu. <sup>3)</sup>	Průměr mm		R <sub>e</sub> min. MPa		R <sub>m</sub> MPa		A min. %		Z min. %		KV min. J						
	d ≤ 16		900		1100 - 1300		10		40		-						
	16 < d ≤ 40		750		1000 - 1200		11		45		35						
	40 < d ≤ 100		650		900 - 1100		12		50		35						
	100 < d ≤ 160		550		800 - 950		13		50		35						
	160 < d ≤ 250		500		750 – 900		14		55		35						
Maximální hodnoty tvrdosti pro stav :	Zpracováno na stříhatelnost				Žiháno na měkko				Povrchově kaleno (tvrdost povrchu)								
	HB max. 255				HB max. 241				HRC min. 53								
Prokalitelnost <sup>4)</sup>	Vzdálenost od plochy kaleného čela zkušební tělesa v mm																
	Tvrdost v HRC																
	<sup>5)</sup> Mez	1,5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40	45	50	
	+H	max.	61	61	61	60	60	59	59	58	56	53	51	48	47	46	45
		min.	53	53	52	51	49	43	40	37	34	32	31	30	30	29	29
	+HH	max.	61	61	61	60	60	59	59	58	56	53	51	48	47	46	45
		min.	56	56	55	54	52	48	46	44	41	39	38	36	36	35	34
	+HL	max.	58	58	58	57	56	54	53	51	49	46	44	42	41	40	40
		min.	53	53	52	51	49	43	40	37	34	32	31	30	30	29	29

## Příloha L

Karta vlastností materiálu C45E od výrobce Bozano s.r.o.

Přehled vlastností oceli C45E ( C45 R )							1.1191 (1.1201)											
Druh oceli	Nelegovaná ušlechtilá ocel k zušlechťování																	
TDP	ČSN EN 10083-2: 2007. Tato norma obsahuje též ocel C45, klasifikovanou jako jakostní ocel k zušlechťování. Ocelí C45 nelze nahradit ušlechtilé ocelí C45E popř. C45R. C45 však lze nahradit ocelmi C45E resp. C45R.																	
Dřívější označení	C45E (C45R) podle ČSN EN 10083-1: 1991+A1: 1996; Ck 45 ( Cm 45 ) podle DIN 17200; 12 050 podle ČSN.																	
Použití	Často používaná nelegovaná ocel pro výrobu méně namáhaných strojních dílů ve stavu zušlechťeném nebo normalizačně žíhaném. Optimálních mechanických hodnot včetně houževnatosti se dosahuje v zakaleném a následně popuštěném stavu. U tvarově složitějších dílů se pro zamezení vzniku trhlin dává přednost kalení do oleje. Ocel je vhodná i k povrchovému kalení plamenem nebo indukci.																	
Chemické složení v % hmot. ( rozbor tavby )	C	Si max.	Mn	P max.	S max. <sup>1)</sup>	Cr max.	Mo max.	Ni max.	Cr+Mo+Ni									
	0,42-0,50	0,40	0,50-0,80	0,030	0,035	0,40	0,10	0,40	max. 0,63									
Složení hotového výrobku <sup>2)</sup>	0,40-0,52	0,43	0,46-0,84	0,035	0,040	0,45	0,13	0,45										
Mechanické vlastnosti v zušlechťeném stavu. <sup>3)</sup>	Průměr mm		R <sub>e</sub> min. MPa		R <sub>m</sub> MPa		A min. %		Z min. %	KV min. J								
	d ≤ 16		490		700-850		14		35	-								
	16 < d ≤ 40		430		650-800		16		40	25								
	40 < d ≤ 100		370		630-780		17		45	25								
Mechanické vlastnosti ve stavu normalizačně žíhaném <sup>3)</sup>	d ≤ 16		340		min. 620		14		-	-								
	16 < d ≤ 100		305		580		16		-	-								
	100 < d ≤ 250		275		560		16		-	-								
Maximální hodnoty tvrdosti pro stav :	Zpracováno na stříhatelnost (+S)			Žíháno na měkko (+A)			Povrchově kaleno (tvrdost povrchu)											
	HB max. 255			HB max. 207			HRC min. 55											
Prokalitelnost <sup>4)</sup>	Vzdálenost od plochy kaleného čela zkušebního tělesa v mm																	
	Tvrdost v HRC																	
		Mez	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	13	15	20	25	30
	+H	max	62	61	61	60	57	51	44	37	34	33	32	31	30	-	-	-
		min	55	51	37	30	28	27	26	25	24	23	22	21	20	-	-	-

[illegible]